

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy



Hřeblový dopravník s křížovým přesypem

**Drag Conveyor with Cross Transfer Point
(Drift)**

Student:

Bc. Ondřej Bezděk

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Bezděk**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**
Téma: **Hřeblový dopravník s křížovým přesypem
Drag Conveyor with a Cross Transfer Point**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši hřeblových dopravníků a dobývacích zařízení černého uhlí.
2. Zpracujte rešerši řešení přesypů hřeblových dopravníků.
3. Proveďte výpočet a konstrukční návrh zadaného hřeblového dopravníku s křížovým přesypem výsypné stanice, včetně potřebných technologických a pevnostních výpočtů.
4. Nakreslete sestavu křížového rámu, poháněcího a vratného řetězového bubnu.
5. Vstupní parametry:
 - a) Dopravní výkon $Q = 2000 \text{ t.h}^{-1}$
 - b) Délka porubu $L = 250 \text{ m}$
 - c) Mocnost sloje $m = 2 \div 4 \text{ m}$
 - d) Hustota uhlí $\rho = 1,26 \text{ t.m}^{-3}$
 - e) Úklon porubu $\alpha = 0^\circ$

Seznam doporučené odborné literatury:

- POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.
- POLÁK, J., BICHLER, J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava 1984
- ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

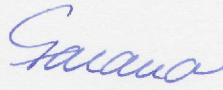
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě. 21.5.2010

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2010

Ondřej Bezděk
.....
Plné jméno diplomanta

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

Ondřej Bezděk
Javorová 25
Zábřeh, 789 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BEZDĚK, O. *Hřeblový dopravník s křížovým přesypem: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2010, 106 s. Vedoucí práce: Ing. Brázda, R., Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením křížového přesypu hřeblového dopravníku určeného pro dopravu černého uhlí v hlubinném dole. V úvodní části diplomové práce je zpracována rešerše popisující hřeblové dopravníky, dobývací zařízení v hlubinných dolech a možnosti řešení přesypů hřeblových dopravníků. Druhá část je věnována výpočtu hřeblového dopravníku dle ON 44 5721 a návrhu jednotlivých komponentů pohonu. Ve třetí části jsou provedeny statické a dynamické pevnostní výpočty vybraných součástí a kontrola trvanlivosti ložiska. Závěr diplomové práce poskytuje přehled a shrnutí dosažených výsledků.

ANNOTATION OF THESIS

BEZDĚK, O. *Drag Conveyor with Cross Transfer Point (Drift): Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2010, 106 p. Thesis head: Brázda, R., M.Sc., Ph.D.

The master thesis considers the design of cross transfer point of drag conveyor which is used for transport black coal at underground mine. At the beginning of the thesis, there is worked up the theoretical part which describes drag conveyors, mining machines for underground mines and the possibilities of construction transfer points of drag conveyors. The second part is devoted to calculation of drag conveyor based on ON 44 5721 and the proposal of the parts of drive unit. In the third part, there are made static and dynamic calculations of chosen parts and there is made a control calculation of bearing's durability as well. The conclusion provides overview and summary which were achieved.



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat konzultantovi, panu Ing. Petru Bortlíkovi, Ph.D., za velmi cenné rady a připomínky během tvorby této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Robertu Brázdovi, Ph.D., za jasné a jednoznačné vedení této diplomové práce a za poskytnutí zpětné vazby během jejího vzniku.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	9
ÚVOD.....	16
1 VÝVOJ POUŽITÍ HŘEBLOVÝCH DOPRAVNÍKŮ.....	17
2 HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY.....	18
2.1 Schéma hřeblového dopravníku.....	21
3 HLAVNÍ ČÁSTI HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	22
3.1 Poháněcí stanice.....	22
3.2 Vratná stanice.....	26
3.3 Dopravní trať.....	28
3.4 Řetězové pásmo s hřebly.....	31
4 DOBÝVACÍ ZAŘÍZENÍ ČERNÉHO UHLÍ.....	33
4.1 Pluhové soupravy.....	33
4.2 Dobývací kombajny.....	36
4.3 Srovnání pluh versus kombajn.....	39
5 PŘESYPY HŘEBLOVÝCH DOPRAVNÍKŮ.....	41
5.1 Čelní přesyp.....	42
5.2 Boční přesyp.....	44
5.3 Křížový přesyp.....	46
5.4 Křížový přesyp s vloženým sběrným dopravníkem.....	48
6 VOLBA USPOŘÁDÁNÍ RÁMU KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU.....	50
7 VÝPOČET HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	51
7.1 Zadané hodnoty.....	51
7.2 Volba a výpočet rychlosti toku materiálu.....	52
7.3 Stanovení základních rozměrů dopravního žlabu.....	52
7.4 Volba řetězového pásma s hřebly.....	54
7.5 Výpočet celkové obvodové síly na řetězovém bubnu.....	56
7.6 Výpočet charakteristických sil hřeblového dopravníku.....	58
7.7 Výpočet příkonu a volba elektromotorů.....	59

7.8	Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu.....	60
7.9	Volba převodovky.....	61
7.10	Kontrola dopravního množství.....	64
7.11	Kontrola pohonu na rozběh.....	66
7.12	Volba rozběhové spojky.....	67
8	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY.....	68
8.1	Pevnostní kontrola řetězu.....	68
8.2	Odvození bezpečnosti proti přetržení řetězu.....	75
8.3	Rozměrový návrh hřídele hnacího řetězového bubnu.....	77
8.4	Pevnostní kontrola hřídele hnacího řetězového bubnu.....	79
8.5	Kontrola per na otláčení.....	92
8.6	Volba a kontrola ložisek.....	95
9	RÁM KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU.....	97
10	ZÁVĚR.....	102
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	104
	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	105
	SEZNAM PŘÍLOH.....	106

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

A_5	Tažnost oceli	[%]
A_P	Poháněcí stanice hřeblového dopravníku	[-]
B	Vnitřní šířka dopravního žlabu	[m]
B_C	Celková šířka dopravní tratě	[m]
B_L	Šířka ložiska	[m]
B_P	Poháněná vratná stanice hřeblového dopravníku	[-]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$C-C$	Vzdálenost řetězů	[m]
C_k	Korekční součinitel	[-]
D	Velký průměr ložiska	[m]
F	Celková obvodová síla	[N]
F_1	Síla působící mezi perem a bokem drážky v hřídeli	[N]
F_2	Síla působící mezi perem a bokem drážky v náboji	[N]
F_B	Síla na přetržení řetězu	[N]
F_D	Dynamická složka celkového zatížení řetězu	[N]
F_h	Síla potřebná k překonání odporů v horní větvi	[N]
F_{Hmax}	Maximální zatěžující síla hřídele	[N]
F_{MAX}	Celkové zatížení řetězu	[N]
F_{nA}	Nabíhající síla na hnací řetězový buben	[N]
F_{nB}	Nabíhající síla na vratný řetězový buben	[N]
F_{oA}	Odbíhající síla z hnacího řetězového bubnu	[N]
F_{oB}	Odbíhající síla z vratného řetězového bubnu	[N]
F_P	Předpětí řetězu	[N]
F_{Pr}	Provozní zatížení řetězu	[N]
F_s	Síla potřebná k překonání odporů ve spodní větvi	[N]
F_{Test}	Testovací síla řetězu	[N]
F_X	Síla působící ve vodorovném směru	[N]
F_Y	Síla působící ve svislém směru	[N]
H	Výška válcovaného E - profilu	[m]
H_C	Celková výška dopravní tratě	[m]
L	Délka porubu	[m]
$L_{(i)}$	Rameno ohybového momentu v i-tém průřezu	[m]

$L_{(III)}$	Rameno ohybového momentu ve třetím průřezu	[m]
L_h	Hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
L_{hmin}	Minimální hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
L_P	Délka pera	[m]
M_B	Točivý moment na hřídeli řetězového bubnu	[N·m]
$M_{O(i)}$	Ohybový moment v i-tém průřezu	[N·m]
$M_{O(III)}$	Ohybový moment ve třetím průřezu	[N·m]
M_{Omax}	Maximální ohybový moment	[N·m]
M_{Pmax}	Maximální točivý moment převodovky	[N·m]
M_{red}	Redukovaný točivý moment na hřídel elektromotoru	[N·m]
P	Celkový příkon	[W]
P_m	Příkon jednoho elektromotoru	[W]
P_M	Výkon elektromotoru	[W]
P_{Pmax}	Maximální přenositelný výkon pohonu	[W]
Q	Dopravní výkon	[t·h ⁻¹]
Q_S	Skutečné dopravní množství	[t·h ⁻¹]
R_A	Reakce v ložisku A	[N]
R_B	Reakce v ložisku B	[N]
R_e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R_K	Poloměr řetězového kola	[m]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_{p02}	Mez kluzu	[MPa]
S	Teoretická průřezová plocha dopravovaného materiálu	[m ²]
S_1	Kontaktní plocha pera a drážky v hřídeli	[m ²]
S_2	Kontaktní plocha pera a drážky v náboji	[m ²]
S_V	Skutečná průřezová plocha dopravovaného materiálu	[m ²]
U_M	Napětí napájení elektromotoru	[V]
W_K	Modul průřezu v krutu	[m ³]
a	Zrychlení	[m·s ⁻²]
a_K	Zrychlení řetězového kola	[m·s ⁻²]
a_r	Zrychlení řetězu	[m·s ⁻²]
a_{rMAX}	Maximální zrychlení řetězu	[m·s ⁻²]
b	Šířka pera	[m]

b_1	Vnitřní šířka článku řetězu	[m]
b_2	Vnější šířka článku řetězu	[m]
c	Výška boku hřebľa	[m]
c_{II}	Součinitel snížení napětí	[-]
d	Průměr drátu řetězu	[m]
d_L	Malý průměr ložiska	[m]
$d_{(III)}$	Průměr hřídele ve třetím průřezu	[m]
$d_{1(i)}$	Velký průměr hřídele v i-tém průřezu	[m]
$d_{1(III)}$	Velký průměr hřídele ve třetím průřezu	[m]
$d_{2(i)}$	Malý průměr hřídele v i-tém průřezu	[m]
$d_{2(III)}$	Malý průměr hřídele ve třetím průřezu	[m]
d_M	Připojovací průměr na straně elektromotoru	[m]
d_{min}	Minimální průměr hřídele	[m]
d_P	Připojovací průměr na straně převodovky	[m]
d_R	Roztečný průměr řetězového bubnu	[m]
f_M	Frekvence napětí	[Hz]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška hřebľa	[m]
h_p	Výška pera	[m]
i_P	Převodový poměr převodovky	[-]
i_{PP}	Požadovaný převodový poměr	[-]
k	Bezpečnost proti přetržení řetězu	[-]
$k_{C(i)}$	Dynamická bezpečnost v i-tém průřezu	[-]
$k_{C(III)}$	Dynamická bezpečnost ve třetím průřezu	[-]
k_{Cmin}	Minimální dynamická bezpečnost	[-]
$k_{Cs(i)}$	Dynamická bezpečnost v i-tém průřezu v ohybu	[-]
$k_{C\sigma(III)}$	Dynamická bezpečnost ve třetím průřezu v ohybu	[-]
$k_{C\tau(i)}$	Dynamická bezpečnost v i-tém průřezu v krutu	[-]
$k_{C\tau(III)}$	Dynamická bezpečnost ve třetím průřezu v krutu	[-]
k_h	Součinitel odporu horní větve	[-]
k_i	Součinitel počtu řetězů	[-]
k_φ	Součinitel zaplnění dopravní tratě	[-]
k_P	Součinitel bezpečnosti pohonu	[-]

k_{PR}	Součinitel pružnosti řetězu	[-]
k_s	Součinitel odporu spodní větve	[-]
$k_{S(i)}$	Statická bezpečnost v i-tém průřezu	[-]
$k_{S(III)}$	Statická bezpečnost ve třetím průřezu	[-]
k_X	Součinitel bezpečnosti	[-]
l	Délka hřebľa	[m]
l_1	Vzdálenost ložisek	[m]
l_2	Vzdálenost působíště poloviny zatěžující síly od ložiska A	[m]
m_{1P}	Hmotnost jednoho pera	[kg]
m_B	Hmotnost řetězového bubnu	[kg]
m_H	Hmotnost hřebľa	[kg]
m_{HR}	Hmotnost hřídele	[kg]
m_L	Hmotnost ložiska	[kg]
m_M	Hmotnost elektromotoru	[kg]
m_P	Metrová hmotnost řetězového pásma s hřebly	[kg·m ⁻¹]
m_{PR}	Hmotnost převodovky	[kg]
m_Q	Metrová hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
m_R	Metrová hmotnost řetězu	[kg·m ⁻¹]
m_{red}	Redukovaná rychlost zrychlovaných hmot	[kg]
m_S	Hmotnost hydraulické spojky	[kg]
n_B	Otáčky řetězového bubnu	[s ⁻¹]
$n_{\check{C}}$	Počet článků úseku řetězu	[-]
n_e	Počet elektromotorů	[-]
n_L	Počet ložisek	[-]
n_M	Otáčky elektromotoru	[s ⁻¹]
n_{PR}	Počet převodovek	[-]
n_P	Počet per	[-]
n_R	Počet řetězů	[-]
n_S	Počet hydraulických spojek	[-]
p	Exponent	[-]
p_1	Tlak působící mezi perem a drážkou v hřídeli	[MPa]
p_2	Tlak působící mezi perem a drážkou v náboji	[MPa]
p_D	Dovolený tlak v drážce pro pero	[MPa]

$q_{1(i)}$	Dílčí součinitel vrubové citlivosti v i-tém průřezu	[-]
$q_{1(III)}$	Dílčí součinitel vrubové citlivosti ve třetím průřezu	[-]
$q_{2(i)}$	Dílčí součinitel vrubové citlivosti v i-tém průřezu	[-]
$q_{2(III)}$	Dílčí součinitel vrubové citlivosti ve třetím průřezu	[-]
$r_{(i)}$	Poloměr zaoblení v i-tém průřezu	[m]
$r_{(III)}$	Poloměr zaoblení ve třetím průřezu	[m]
s_P	Sražení hran pera	[m]
t	Rozteč článku řetězu	[m]
t_0	perioda změny otočení řetězového bubnu	[s]
t_1	Hloubka drážky pro pero v náboji	[m]
t_2	Hloubka drážky pro pero v hřídeli	[m]
t_R	Doba rozběhu dopravníku	[s]
v	Dopravní rychlost dopravníku	[m·s ⁻¹]
v_{DK}	Rychlost dobývání dobývacího kombajnu	[m·s ⁻¹]
v_K	Rychlost řetězového kola	[m·s ⁻¹]
v_{POR}	Rychlost dopravy materiálu na porubovém dopravníku	[m·s ⁻¹]
v_r	Rychlost řetězu	[m·s ⁻¹]
v_S	Skutečná dopravní rychlost	[m·s ⁻¹]
$v_{SBĚR}$	Rychlost dopravy materiálu na sběrném dopravníku	[m·s ⁻¹]
x	Vzdálenost působíště síly	[m]
z	Počet zubů řetězového kola	[-]
α	Úklon tratě	[°]
α_0	Úhel natočení řetězového kola	[°]
$\alpha_{\sigma(i)}$	Tvarový součinitel v i-tém průřezu v ohybu	[-]
$\alpha_{\sigma(III)}$	Tvarový součinitel ve třetím průřezu v ohybu	[-]
$\alpha_{\tau(i)}$	Tvarový součinitel v i-tém průřezu v krutu	[-]
$\alpha_{\tau(III)}$	Tvarový součinitel ve třetím průřezu v krutu	[-]
β	Úhel sklonu horní části hřebel	[°]
$\beta_{\sigma(i)}$	Vrubový součinitel v i-tém průřezu v ohybu	[-]
$\beta_{\sigma(III)}$	Vrubový součinitel ve třetím průřezu v ohybu	[-]
$\beta_{\tau(i)}$	Vrubový součinitel v i-tém průřezu v krutu	[-]
$\beta_{\tau(III)}$	Vrubový součinitel ve třetím průřezu v krutu	[-]

δ	Úhel sklonu spodní části hřebel	[°]
ΔL_R	Prodloužení řetězu	[m]
Δp	Rozmezí pracovního tlaku hydraulické spojky	[bar]
ΔQ	Odchylka od zadaného dopravního množství	[%]
Δv	Rychlost toku materiálu	[m·s ⁻¹]
Δ_v	Odchylka od zvolené dopravní rychlosti	[%]
Δv_S	Skutečná rychlost toku materiálu	[m·s ⁻¹]
ε	Poměrné prodloužení	[-]
ε_B	Poměrné prodloužení řetězu před přetržením	[-]
ε_{Pr}	Poměrné prodloužení řetězu při provozním zatížení	[-]
$\varepsilon_{v(i)}$	Součinitel velikosti součásti v i-tém průřezu	[-]
$\varepsilon_{v(III)}$	Součinitel velikosti součásti ve třetím průřezu	[-]
γ	Úhel sklonu nabíhající síly na řetězový buben	[°]
η	Účinnost poháněcí stanice	[-]
η_e	Účinnost elektromotoru	[-]
$\eta_{p\sigma(i)}$	Součinitel jakosti povrchu součásti v i-tém průřezu v ohybu	[-]
$\eta_{p\sigma(III)}$	Součinitel jakosti povrchu součásti ve třetím průřezu v ohybu	[-]
$\eta_{p\tau(i)}$	Součinitel jakosti povrchu součásti v i-tém průřezu v krutu	[-]
$\eta_{p\tau(III)}$	Součinitel jakosti povrchu součásti ve třetím průřezu v krutu	[-]
φ	Úhlová dráha	[rad]
ρ	Měrná hustota uhlí	[kg·m ⁻³]
σ^*_{OC}	Skutečná mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma^*_{OC(i)}$	Skutečná mez únavy v ohybu v i-tém průřezu	[MPa]
$\sigma^*_{OC(III)}$	Skutečná mez únavy v ohybu ve třetím průřezu	[MPa]
$\sigma_{O(i)}$	Ohybové napětí v i-tém průřezu	[MPa]
$\sigma_{O(III)}$	Ohybové napětí ve třetím průřezu	[MPa]
σ_{OC}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{red(i)}$	Redukované napětí v i-tém průřezu	[MPa]
$\sigma_{red(III)}$	Redukované napětí ve třetím průřezu	[MPa]

τ_{KC}^*	Skutečná mez únavy v krutu	[MPa]
$\tau_{KC(i)}^*$	Skutečná mez únavy v krutu v i-tém průřezu	[MPa]
$\tau_{KC(III)}^*$	Skutečná mez únavy v krutu ve třetím průřezu	[MPa]
τ_{DK}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{K(i)}$	Napětí v krutu v i-tém průřezu	[MPa]
$\tau_{K(III)}$	Napětí v krutu ve třetím průřezu	[MPa]
τ_{KC}	Mez únavy v krutu	[MPa]
ω	Úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]
ω_B	Úhlová rychlost řetězového bubnu	[rad·s ⁻¹]
Ψ_D	Dynamická sypný úhel	[°]
ζ	Součinitel zakřivení tratě porubového dopravníku	[-]
I.	První průřez hřídele	[-]
II.	Druhý průřez hřídele	[-]
III.	Třetí průřez hřídele	[-]
IV.	Čtvrtý průřez hřídele	[-]
V.	Pátý průřez hřídele	[-]

ÚVOD

Může se zdát, při zhlédnutí statistických údajů o těžbě černého uhlí v ČR, že toto průmyslové odvětví pomalu upadá. Ve dvacátém století bylo bývalé Československo, a především Ostravsko – Karvinsko, centrem dobývání tohoto nepostradatelného tuhého paliva. V době nedávno minulé však byla spousta hlubinných dolů v ČR uzavřena. Z toho plyne, že i dopravníkové systémy, používané výhradně v hlubinných dolech, jak bezesporu hřeblové dopravníky jsou, by měly být pro nedostatek využitelnosti čím dál méně aplikovány do praxe. Opak je však pravdou. Na vině je stále více se rozvíjející těžba černého uhlí v hlubinných dolech v zahraničí, a to zejména v Asii a Austrálii. To dává příležitost tuzemským firmám, zabývající se výrobou zařízení pro doly, pro export do zahraničí, a tím zachování kontinuity jejich výrobního procesu, který má v ČR dlouholetou tradici. Je tedy jasné, že vývoj zařízení pro hlubinné doly musí stále probíhat, a to především z důvodu velké konkurence na tuzemském, i světovém trhu. Stále je co zdokonalovat, a hřeblové dopravníky nejsou výjimkou. Od použití nových materiálů, přes nové výrobní technologie až po nové konstrukční řešení jednotlivých částí dopravníku. Na základě této potřeby vzniklo i téma této diplomové práce.

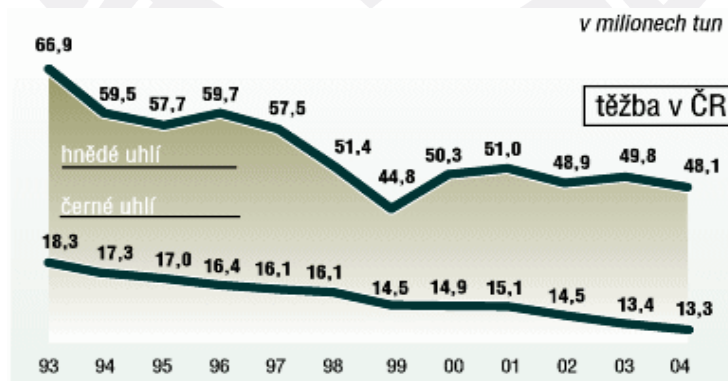
Předmětem diplomové práce je zpracování konstrukčního návrhu křížového přesypu hřeblového dopravníku, jehož aplikace do praxe je v současné době v ČR stále více aktuální. Tento typ přesypu je jedním z nových trendů, jakými se ubírá směr vývoje hřeblových dopravníků. Diplomová práce se, mimo jiné, zabývá vyčíslením odporů působících proti pohybu, zjištěním potřebného příkonu dopravníku, volbou jednotlivých částí pohonu. Nechybí ani přehled dobývacích zařízení, používajících se pro dobývání uhlí v hlubinných dolech. Zvláštní kapitola je věnována řešení jednotlivých možností přesypů dopravovaného materiálu z porubového dopravníku na sběrný. Na technologické výpočty, zmíněné výše, plynule navazují výpočty pevnostní, ověřující jak správnost volby dopravního řetězu, tak i správné nadimenzování hřídele řetězového bubnu poháněcí stanice, podložené jak statickou, tak i dynamickou kontrolou.

1 VÝVOJ POUŽITÍ HŘEBLOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Historie hřeblových dopravníků sahá do první poloviny dvacátého století. Těžba uhlí v hlubinných dolech se stále více rozšiřovala a původní metody ručního dobývání pomocí pneumatických sbíjecích kladiv či brázdících strojů a odtěžování uhlí z porubů pomocí skluzů se stalo nedostatečné a málo efektivní. Vznikl tedy požadavek na co možná nejvyšší stupeň mechanizace rozpojování a odtěžování uhlí. Proto byl v roce 1951 na dole Zárubek (19) instalován první dobývací kombajn sovětské výroby typu Donbas a tímto byla započata moderní éra dobývání uhlí v hlubinných dolech. Nasazením velkokapacitních dobývacích strojů se však zvýšil požadavek na rychlé odtěžení uhlí především z poruby. Jako efektivní nahrazení skluzů se ukázalo použití hřeblových dopravníků, které se svou konstrukcí nízkého a robustního dopravníku velice dobře hodí právě do těchto prostorově náročných míst. V pozdější době byly hřeblové dopravníky využity i jako sběrné a zavedením pásové, závěsné a kolejové dopravy v hlubinných dolech byla jejich mechanizace dokončena.

Jak je patrné z výše uvedeného textu, hřeblový dopravník je typický důlní dopravník, který nenašel, kromě použití v hlubinných dolech, jiného masovějšího využití. Jeho výhody a přednosti, jako je např. nízká a robustní konstrukce, se stávají při použití v jiných případech nevýhodami (vysoká hmotnost, energetická náročnost) a proto je jeho užití vždy nutné pečlivě zvážit.

Z obr. 1.1 je patrné, že těžba uhlí v ČR má sestupnou tendenci. Hřeblové dopravníky však i přes tento fakt prodělávají neustálý vývoj, neboť jsou stále velmi užívané při modernizacích dolů, jak v ČR, tak i ve světě.



Obr. 1.1 – Těžba černého a hnědé uhlí v ČR v letech 1994 - 2004 (20)

2 HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY

Hřeblové dopravníky patří do oblasti dopravních zařízení s plynulou dopravou materiálu. Do stejné kategorie patří např. pásová, lanopásová, šneková, korečková doprava, a jiné. Blíže můžeme hřeblové dopravníky zařadit do skupiny řetězových dopravníků, mezi které dále řadíme dopravníky:

- redlerové
- článkové
- podvěsné

Princip hřeblového dopravníku je poměrně jednoduchý. Dopravovaný materiál je unášen po kluznici žlabu pomocí hřebel, připojených na nekonečném článkovém řetězu. Jak již bylo výše zmíněno, hřeblový dopravník je typický důlní dopravník, používající se pro jednosměrnou nebo obousměrnou dopravu rubaniny. Materiál je výhradně dopravován v horní větvi žlabu, avšak při vhodném konstrukčním řešení žlabu je možné materiál dopravovat i ve větvi spodní. Doprava může být realizována jako vodorovná nebo úklonná, a to až v rozsahu $\pm 35^\circ$. Umístění dopravníku v úklonu je podmíněno použitím vhodného typu kotvení. Délky hřeblových dopravníků se pohybují do 400 m. Vždy však záleží na konkrétních podmínkách v dole, kde je dopravník instalován. Výrobci hřeblových dopravníků, jako např. opavská firma OSTROJ a.s., se snaží v současné době řešit jejich konstrukci stavebnicovým způsobem. To umožňuje velmi snadnou montáž a demontáž dopravníku jak na povrchu, tak později v dole, a z toho plynoucí snadnější dopravu jednotlivých částí do podzemí a vyvarování se složitých montážních postupů ve stísněných důlních prostorech.

Hřeblové dopravníky se používají pro dopravu sypkého hrubozrnného materiálu, především uhlí nebo kameniva (z otvírek dolů). Nejsou však vhodné pro dopravu abrazivních, lepidelných materiálů, vzhledem ke kluznému styku materiálu s kluznicí žlabu při dopravě. Dopravováním abrazivního materiálu by se životnost dopravníku rapidně zkrátila, a to by přinášelo jak finanční ztráty z opravy dopravníku (výměna kluznice) tak i z prostojů důlní činnosti.

U hřeblových dopravníků je řetězové pásmo s hřebly vedeno ve žlabu kluzně. Z toho plyne, že zde vznikají velké odpory proti pohybu, a tím pádem je

tento druh dopravy, ve srovnání s jinými typy dopravníků, velmi energeticky náročný. I přes tuto značnou nevýhodu jsou hřeblové dopravníky s dopravníky pásovými prakticky jediné, které se používají pro dopravu materiálu v dolech. Jen pro zajímavost. Porovnání potřebného příkonu poháněcí stanice pásového a hřeblového dopravníku, pro stejné dopravní podmínky, je uvedeno v tab. 2.1.

Název	Značka	Pásový dopravník	Hřeblový dopravník	Jednotka
		Hodnota		
Dopravní výkon	Q	2000		[t·h ⁻¹]
Šířka žlabu / pásu	B	1000		[mm]
Dopravní rychlost	v	1,3		[m·s ⁻¹]
Úklon tratě	α	0		[°]
Celkový příkon	P	67,9	1584,2	[kW]

Tab. 2.1 – Srovnání příkonů poháněcích stanic pásového a hřeblového dopravníku

Výhody hřeblových dopravníků

- nízká, robustní a jednoduchá konstrukce dopravníku, umožňující pojezd dobývacího kombajnu nebo pluhového zařízení a odolávající těžkým důlním podmínkám
- snadné přesunutí dopravníku pomocí přesouvacího zařízení, a to bez nutnosti rozebrání dopravníku
- úklonná doprava materiálu v rozsahu $\pm 35^\circ$
- vybočení dopravní trasy ve vertikální rovině v rozsahu cca $\pm 5^\circ$ (z důvodu překonání muld při přesouvání dopravníku), v rovině horizontální $\pm 3^\circ$
- krátkodobé přetížení dopravníku při použití nastavných plechů
- odolnost vůči vyšším teplotám

Nevýhody hřeblových dopravníků

- velká spotřeba elektrické energie vlivem kluzného tření řetězového pásma s hřebly a dopravovaného materiálu o žlab
- velká hmotnost jednotlivých dílů vlivem robustní konstrukce
- velké opotřebování žlabu, především kluznice, vlivem tření
- nežádoucí drcení uhlí na dopravní trase
- hlučnost

Z výše uvedených výhod a hlavně nevýhod je patrné, že hřeblové dopravníky se nehodí pro aplikace dopravy běžných materiálů, a to převážně z důvodu velké energetické náročnosti v porovnání s dopravní délkou. Jeho využití je tedy specifické, nicméně je nepostradatelnou součástí současných důlních dopravních komplexů.

Kromě užití v dole se hřeblové dopravníky využívají jako vynašeče materiálů ze zásobníků. Při velmi krátké vzdálenosti, kterou vynašeče disponují, se částečně snižují jejich nevýhody.

Hřeblové dopravníky lze dělit dle účelu použití takto:

PORUBOVÉ – nebo také stěnové dopravníky, jsou nejvíce používané typy hřeblových dopravníků. Používají se pro dopravu rozpojeného uhlí z porubu na další část dopravní trasy, nejčastěji na sběrný hřeblový dopravník. Umožňují pojezd dobývacího kombajnu nebo pluhového zařízení po horní části žlabu. Poháněná může být buď jen poháněcí stanice, nebo také i vratná stanice. Porubový dopravník musí umožňovat snadné přesunutí ve směru dobývání uhlí. Jeho žlab je osazen jednostranným nástavným plechem, pojezdem kombajnu, ozubnicí, nahrnovacími plechy a lávkou pro uložení elektroinstalace, hadic, apod. Porubové dopravníky, pracující-li v úklonném porubu, musí být vybaveny vhodným typem kotvení tak, aby nedošlo k jejich samovolnému a nechtěnému přesunutí. Porubový dopravník musí být vybaven vhodným typem přesypu, vyhovujícím daným rozměrovým podmínkám v dole. Délka porubového dopravníku může být až 400 m. Šířka žlabů se pohybuje okolo 1000 mm. Rozpojené uhlí je na dopravník nakládáno při příčném přesunu dopravníku po čelbě tak, že je nahrnuto přes nahrnovací plechy do žlabu.

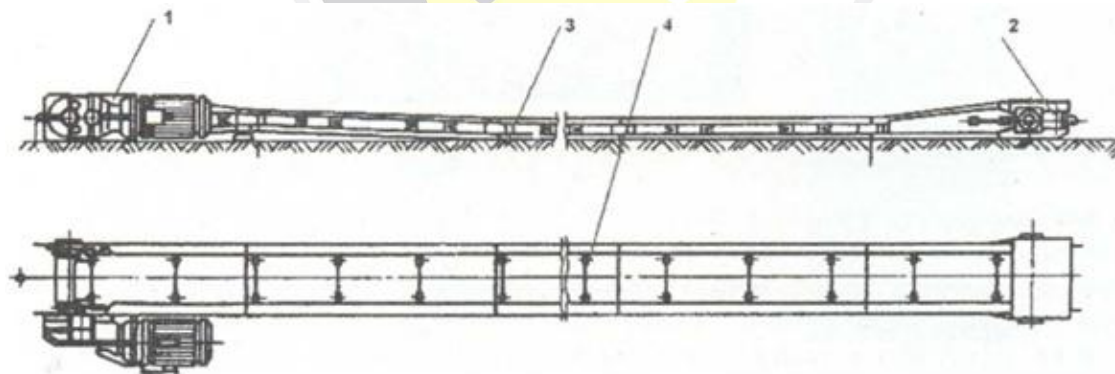
SBĚRNÉ – používají se pro úsekovou dopravu vytěženého materiálu mezi porubem a dalším sběrným dopravníkem, nejčastěji pásovým. Sběrné dopravníky bývají kratší, než porubové. Délky se pohybují v desítkách metrů. Slouží převážně pouze pro přímočarou jednosměrnou dopravu a zpravidla je pohon umístěn pouze na poháněcí stanici. Šířka žlabu je vyšší, než u porubových dopravníků. Pohybuje se do 1300 mm, avšak to záleží na daných podmínkách. Žlaby sběrných dopravníků bývají osazeny oboustrannými nástavnými plechy, umožňujícími navýšení dopravní kapacity až o 100%. Nutno

podotknout, že pouze krátkodobě. Sběrné dopravníky jsou taktéž osazeny vhodným typem přesypu tak, aby bylo zaručeno bezpečné a efektivní změny směru a rychlosti dopravovaného materiálu ze sběrného dopravníku a dopravník následující. Konstrukce sběrných dopravníků může být uzpůsobena možnému zavěšení na závěsnou dráhu, a tím snazší posun dopravníku ve směru dobývání.

POMOCNÉ – jsou obdobou sběrných hřeblových dopravníků. Slouží např. pro dopravu uhlí, propadajícím v místě přesypu mimo hlavní sběrný dopravník. Další využití pomocných dopravníků je při ražení nových chodeb. Jejich konstrukce je uzpůsobena možné spolupráci s razíci kombajny, nakladači apod. Velikost pomocných hřeblových dopravníků se liší v závislosti na místu a účelu využití.

2.1 SCHÉMA HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU

Na obr. 2.1 je znázorněno schéma hřeblového dopravníku s odkazy na jeho hlavní části.



Hlavní části hřeblového dopravníku:

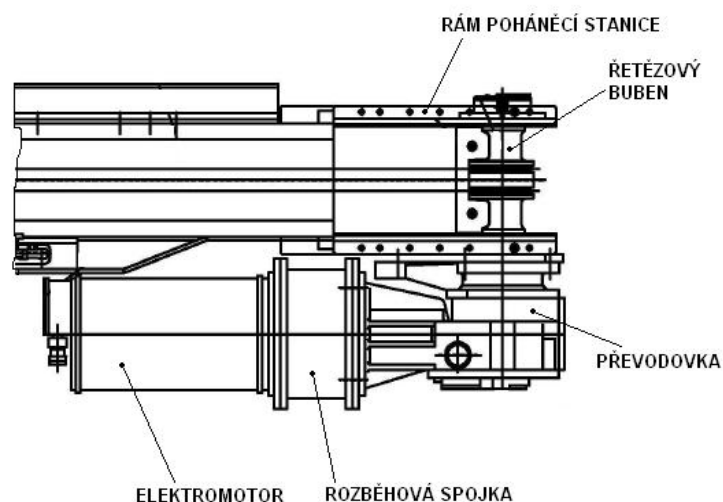
- 1 - Poháněcí stanice
- 2 - Vratná stanice
- 3 - Dopravní trať
- 4 - Řetězové pásmo s hřebly

Obr. 2.1 – Schéma hřeblového dopravníku (6)

3 HLAVNÍ ČÁSTI HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU

3.1 POHÁNĚCÍ STANICE

Poháněcí stanice slouží k přenosu točivého momentu od pohonu na řetězový buben, respektive na řetězové pásmo s hřebly, a tím umožňuje dopravu materiálu. Schéma poháněcí stanice hřeblového dopravníku je znázorněno na obr. 3.1.



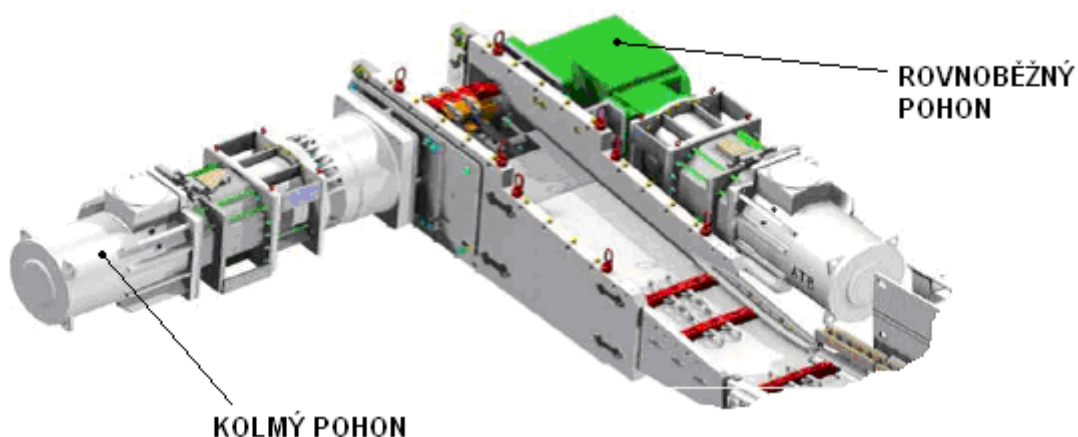
Obr. 3.1 – Schéma poháněcí stanice hřeblového dopravníku (16)

Jelikož je tažným elementem hřeblových dopravníků řetěz, neschopný přenosu tlakových sil, je nezbytné realizovat směr dopravy k poháněcí stanici. Výjimku může tvořit úpadní uspořádání hřeblového dopravníku, jehož sklon by zaručoval, že hmotnost řetězového pásma s hřebly by eliminovala celkové odpory proti pohybu, a tím pádem by při zatížení dopravníku materiálem došlo k pohybu materiálu ve směru dopravy. Tohle řešení je spíše teoretické, v praxi neužívané.

Jak je jistě známo, v důlních podmínkách jsou velmi stísněné prostory, a proto je uspořádání pohonu vždy specifické pro dané podmínky. Uspořádání poháněcí stanice může být následující:

Pohon kolmý na osu dopravníku (obr. 3.2) – toto uspořádání se přednostně využívá u porubových dopravníků, a to z důvodu nutnosti zachování co nejvíce místa v ose dopravníku pro pojezd dobývacího zařízení. Výhodou tohoto uspořádání je také možnost umístění pohonu do těžní chodby, ve které se

nachází sběrný dopravník, a tudíž nezasahuje část pohonu přímo do porubu. Kolmý pohon může být vyveden v jednostranném nebo oboustranném provedení.



Obr. 3.2 – Možnosti uspořádání poháněcí stanice hřeblových dopravníků (15)

Pohon rovnoběžný s osou dopravníku (obr. 3.2) – toto uspořádání se využívá u dopravníků sběrných a pomocných, v některých případech, pokud tomu dovolí podmínky v porubu, i u dopravníků porubových. Rovnoběžné uspořádání pohonu vytváří velmi rozměrově kompaktní poháněcí stanici. Pohon rovnoběžný, stejně i jako kolmý pohon, může být vyveden v uspořádání jednostranném či oboustranném.

Pro pohon hřeblových dopravníků se přednostně používají asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko, a to především pro jejich jednoduchou konstrukci a z toho plynoucí vyšší provozní spolehlivost. Nevýhodou těchto motorů je jejich nepříznivá momentová charakteristika vzhledem k rozběhu dopravníku. Tuto nevýhodu je možné velmi dobře eliminovat použitím hydraulických rozběhových spojek, popř. použitím frekvenčních měničů. Obě tyto varianty jsou finančně poměrně nákladné. Rozběh plně naloženého dopravníku bez jejich použití by však mohl způsobit nežádoucí přehřátí motoru a následně jeho trvalé poškození. Chlazení motoru může být klasické, pomocí vestavěného ventilátoru, nebo se využívá konstrukce elektromotoru s vodním chlazením. Vzhledem ke zvyšujícím se bezpečnostním podmínkám provozu elektrických zařízení v dolech je nezbytné, aby byly elektromotory vyvedeny v nevybušném provedení. Asynchronní elektromotory jsou v dnešní době nejvíce používané. Firma OSTROJ a.s., nejvýznamnější tuzemský výrobce hřeblových dopravníků,

nabízí pro pohony nejvýkonnějších porubových hřeblových dopravníků elektromotory o celkovém výkonu až 3 x 1000 kW na dopravník. Elektromotory se připevňují přírubově, přes nosný kryt spojky, ke skříni převodovky.

Další alternativou pro pohon důlních hřeblových dopravníků je motor vzduchový. Podmínkou pro jeho provoz je přívod stlačeného vzduchu k motoru. Rozvody stlačeného vzduchu v hlubinných dolech jsou však běžnou praxí. Momentová charakteristika vzduchových motorů je příznivější, než u asynchronních elektromotorů, a proto není zapotřebí užití hydraulických spojek pro rozběh dopravníku. Pro spojení motoru s převodovkou postačí použití pružné spojky, např. PERIFLEX.

Další, velmi důležitý, komponent pohonu hřeblového dopravníku je rozběhová spojka, nejčastěji hydraulická. Jak již bylo výše zmíněno, umožňuje plynulý rozběh plně naloženého dopravníku bez přetížení elektromotoru. Změnou objemu olejové náplně je možné regulovat rychlost dopravy při použití jmenovitých otáček elektromotoru a to v regulačním rozsahu spojky. Umisťuje se mezi motor a převodovku. Je schopna zachytit i menší dynamické rázy od provozu dopravníku a tím chrání motor před mechanickým poškozením. V nejčastějších případech se kombinuje s elektromotory s kotvou nakrátko. Hydrodynamické spojky mohou být s *konstantním plněním* (do výkonu 500 kW) a s *řízeným plněním* (do výkonu 2000 kW). Jako náplň hydraulických spojek s řízeným plněním se používá voda. Spojka je napojena na zdroj vody. V případě ohřátí spojky na určenou teplotu dojde automaticky k otevření výpustního ventilu a teplá voda je vypuštěna ze spojky. Ve stejný čas je načerpána nová voda do spojky, aniž by bylo nutné zastavit její chod. Tento systém tvoří ochranu spojky proti přehřátí a jejímu zničení. U spojek s konstantním plněním se jako kapalina využívá nejčastěji olej, nebo také voda. Při přehřátí kapaliny dojde k vytavení vytavitelné pojistky, vytečení kapaliny ze spojky do prostoru nosného krytu a tím pádem automatickému zastavení činnosti pohonu. Poté je nutné pojistku vyměnit a spojku opět naplnit příslušnou kapalinou.

Alternativou, k rozběhovým spojkám, je využití CST systému řízení pohonu. Jedná se o planetovou převodovku s integrovanou třecí lamelovou spojkou. Při rozběhu dopravníku se tento systém chová obdobně, jako

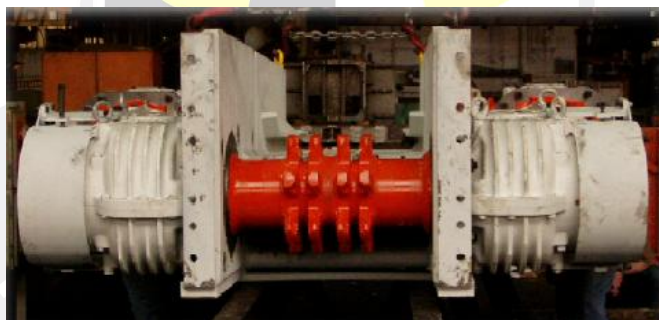
hydraulická rozběhová spojka. Nejprve se rozběhnou elektromotory. Při dosažení bodu zvratu motoru je vyvinut tlak na lamelovou spojku, která přenese točivý moment od motoru přes planetový převod na řetězový buben. Výhodou tohoto řešení je elektronické řízení převodovky. Na základě sledování vstupních údajů, jako je proud a spotřeba energie, vyhodnocuje a řídí řídicí jednotka rozdělení výkonu mezi pohony tak, aby docházelo k rovnoměrnému dávkování výkonu. Výhodou CST systému pohonu je jeho okamžité rozpojení na základě vyhodnocení vstupních podmínek, což vede k zabránění přetržení řetězu v případě zpříčení většího kusu dopravovaného materiálu na dopravní trase.

Rychlost hřeblových dopravníků se v současnosti pohybuje v rozmezí 1 až $1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Navíc je zapotřebí pro chod hřeblového dopravníku velkého točivého momentu. Proto je nezbytné užít převodovky, další části poháněcí stanice, s velkým převodovým poměrem. Dříve užívané dvoustupňové převodovky s čelními ozubenými koly (u kolmých pohonů; obr. 3.2) a kuželočelní převodovky (u rovnoběžných pohonů; obr. 3.2) jsou v současné době vytlačovány planetovými převodovkami. Jejich nespornou výhodou jsou velmi malé rozměry skříně převodovky při přenosu velkých točivých momentů. Tvoří tak velmi kompaktní celek pohonu hřeblového dopravníku. Převodovka je upevněna pomocí šroubů na bočnici rámu poháněcí stanice a zároveň nese jak rozběhovou spojku, tak i motor. Toto řešení se používá především u porubových hřeblových dopravníků z důvodu nutnosti co nejsnadnějšího přesunu dopravníku při dobývacích pracích. Eliminace použití nosného rámu pohonu hřeblového dopravníku logicky snižuje jeho hmotnost, která je jedním z rozhodujících faktorů dopravy v prostorách hlubinných dolů.

Rám poháněcí stanice je svařovaný ocelový celek, který se připojuje k přechodovému rámu dopravní tratě nejčastěji pomocí činek nebo přírubově, pomocí šroubů. Konstrukce rámu musí být robustní, především z důvodu nesení pohonu dopravníku. Bočnice poháněcího rámu jsou spojeny kluznicí z ořezavzdorné oceli a rám je také osazen vhodným typem vedení řetězového pásma s hřebly. U hřeblových dopravníků s čelním přesypem (Kapitola 5.1) tvoří rám poháněcí stanice i výsypné místo dopravníku. Proto může být rám poháněcí stanice osazen usměrňujícími plechy, připevněné pomocí šroubů, pro požadovaný odvod materiálu na další článek dopravního řetězce.

Nezbytnou součástí poháněcí stanice je hnací řetězový buben. Použitím menšího počtu zubů řetězového kola je možné dosáhnout zmenšení průměru řetězového bubnu, a tím úsporu místa. Tím však vzniká větší dynamické zatížení řetězu od polygonového efektu (viz. kapitola 8.1). Obecně platí, že čím větší počet zubů, tím jsou dynamické rázy do řetězu menší. Buben s velkým počtem zubů však nabývá na průměru a to je v důlních stísněných podmínkách nežádoucí. Je proto nutné zvolit vhodný kompromis. Počet zubů řetězového bubnu se proto pohybuje v rozmezí 6, 7 a 8 zubů.

Z důvodu přenosu velkých točivých momentů je řetězový buben spojen s převodovkou pomocí drážkového spoje. Řetězový buben může být osazen jedním, dvěma nebo třemi řetězovými koly, dle počtu tažných řetězů. Tvar a rozměry řetězových kol podléhají normě *ON 44 5160 – Řetězová kola důlních strojů – Hlavní rozměry* (popř. německé normě DIN 22256). Tvar zubu a především zubové mezery musí umožnit bezpečné přjetí hřebel přes buben. Řetězové bubny se vyrábějí dělené z důvodu snadné montáže, demontáže a výměny při opotřebení. Rám poháněcí stanice s oboustranným pohonem a řetězovým bubnem pro dvouřetězové centrální řetězové pásmo je znázorněn na obr. 3.3.



Obr. 3.3 – Poháněcí stanice hřeblového dopravníku (15)

3.2 VRATNÁ STANICE

Vratná stanice slouží pro převádění řetězového pásma s hřebly ze spodní větve do horní větve dopravníku. Vratné stanice porubových a sběrných hřeblových dopravníků se v zásadě liší.

Jelikož může být délka porubového hřeblového dopravníku až 400 m, je i jeho vratná stanice poháněná. Děje se tak z důvodu překonání pohybových odporů spodní větve porubového dopravníku. Z bilance tahových sil působících na řetěz je logické, že v poháněcí stanici hřeblového dopravníku je zapotřebí vyššího příkonu elektromotorů. To převážně z důvodu překonání odporů kluzným třením hřebel o vedení žlabu, dopravovaného materiálu a řetězu o kluznici (při bočním přesypu materiálu na další dopravní trasu i třením materiálu o shrnovací štít) a také překonání odporu v ložiskách řetězových bubnů. Naopak v případě poháněné vratné stanice je zapotřebí pouze pohonu s příkonem, dostatečným pro překonání tření hřebel o vedení žlabu ve spodní větvi. Z toho plyne, že ideálním řešením je použití elektromotorů s jiným příkonem na poháněcí a poháněné vratné stanici. V praxi se ovšem užívá motorů o stejném příkonu a to z důvodu univerzálnosti náhradních dílů a stejným údržbářským postupům. Konstrukce poháněných vratných stanic je totožná s konstrukcí stanic poháněcích.

U sběrných hřeblových dopravníků je jejich délka v řádech desítek metrů. To dovoluje použít vratnou stanici nepoháněnou. Ta je poté tvořena rámem vratné stanice, jehož konstrukce může být méně robustní, než u rámu poháněcí stanice. V podstatě se však jedná o velmi podobné řešení. Stejně jako rám poháněcí stanice, je rám vratné stanice spojen s přechodovým rámem žlabu pomocí činek nebo šroubů. Rám vratné stanice je nejčastěji osazen napínacím zařízením řetězu.

Vratná stanice je taktéž osazena vratným řetězovým bubnem. Ten je stejné konstrukce, jako buben hnací. Výjimkou je uložení nepoháněného bubnu otočně ve valivých ložiskách na pevné ose, přichycení do bočnic rámu vratné stanice hřeblové dopravníku.

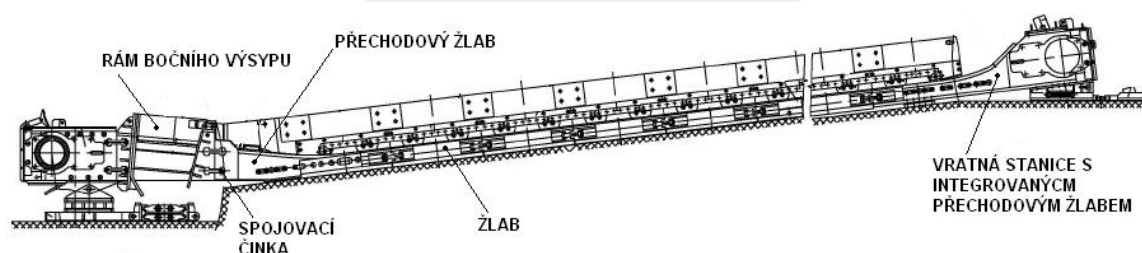
Z důvodu bezpečnosti je vratná stanice vhodně zakrytována. Možná varianta zakrytování je znázorněna na obr. 3.4.



Obr. 3.4 – Nepoháněná vratná stanice hřeblového dopravníku (15)

3.3 DOPRAVNÍ TRATĚ

Dopravní trať tvoří podstatnou část hřeblového dopravníku. Lze ji rozdělit na tři základní části: žlab, přechodové žlaby a popř. rám přesypu.



Obr. 3.5 – Schéma hřeblového dopravníku s odkazy na části dopravní trati (16)

Žlab hřeblového dopravníku je tvořen válcovanými nebo odlévanými ocelovými E – profily z ořezuvzdorného materiálu, spojenými deskou, tzv. kluznicí. Svařený celek E – profilů a kluznic tvoří koryto, ve kterém je dopravován materiál. Jelikož je kluznice velmi namáhána otěrem dopravovaného materiálu a řetězového pásma, je pro její výrobu v současnosti využíváno švédské oceli HARDOX. Například, firma OSTROJ a.s. využívá typu HARDOX 450, jejíž parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Mechanické vlastnosti	HARDOX 450
Tvrdost	480 [HV]
Mez kluzu $R_{p0.2}$	1200 [MPa]
Mez pevnosti R_m	1400 [MPa]
Tažnost A_5	10 [%]
Vrbová houževnatost při teplotě -40°C	40 [J]

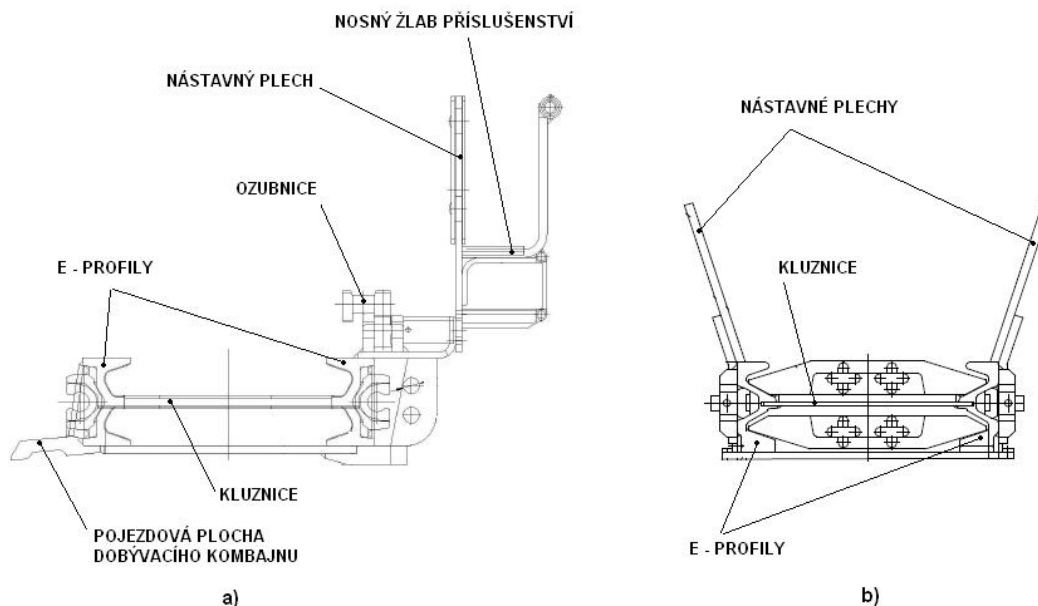
Tab. 3.1 – Mechanické vlastnosti oceli HARDOX 450 (15)

Žlaby hřeblových dopravníků jsou vyráběny stavebnicovým způsobem, tak aby byla umožněna jejich rychlá a snadná montáž. Literatura (4) uvádí základní délku jednotlivých sekcí žlabu 1500 mm. Použitím kratších délek 500 mm a 750 mm žlabů je možné docílit jejich vhodnou kombinací libovolné délky s přesností na 250 mm. V současné době se používá standardní délka sekce žlabu 1750 mm, ale i 2000 mm. Šířky žlabů hřeblových dopravníků se pohybují v rozmezí od 500 mm do 1300 mm¹. Výška žlabu je velmi nízká. Odvíjí se od výšky E – profilu s přimontovanými nastavnými plechy. U dlouhých dopravníků může být počet sekcí žlabu i 200 a více. Proto má cena žlabu významný podíl na celkové ceně dopravníku. Je tedy nezbytné, aby jednotlivé sekce byly co nejuniverzálnější a tím pádem, levnější.

U porubových a sběrných dopravníků se tvar žlabu podstatně liší svou konstrukcí a příslušenstvím. Jejich velikost se také liší. Obecně platí pravidlo, že šířka žlabu sběrného dopravníku, navazujícího na porubový hřeblový dopravník, by měla být větší. To z toho důvodu, aby nedocházelo ke kupení materiálu v místě přesypu a tím bylo zaručeno kontinuálnosti dopravy materiálu. Srovnání žlabů porubového a sběrného dopravníku je znázorněno na obr. 3.6.

Žlab porubového hřeblového dopravníku (obr. 3.6 a)) je osazen jednostranným nastavným plechem pro dovršení co možná nejvyššího dopravního průřezu materiálu. Výška nastavného plechu je závislá na typu použitého dobývacího kombajnu. Součástí žlabu je také příslušenství, nezbytné pro provoz dobývacího kombajnu, jako je ozubnice, pojezdová plocha dobývacího kombajnu, nosný žlab příslušenství a také nahrnovací plechy. Ozubnice slouží pro pohyb kombajnu a jeho vedení. Pojezdová plocha umožňuje podporu kombajnu, který svou částí po ni pojíždí. Elektrické kabely, hadice rozvodů vody a stlačeného vzduchu a další příslušenství, důležité pro provoz dobývacích kombajnů a hřeblových dopravníků, se umísťují do nosného žlabu příslušenství. Všechny díly příslušenství mohou být ke žlabu přivařeny, nebo připojeny pomocí šroubů.

¹ Konzultace s odborníkem z praxe.



Obr. 3.6 – Srovnání příčných průřezů žlabů porubového a) a sběrného b) hřeblového dopravníku (16)

Žlab sběrného hřeblového dopravníku (obr. 3.6 b)) bývá standardně osazen bočními oboustrannými nastavnými plechy, přišroubovanými k bočnicím žlabu. Použitím nastavných plechů se zvyšuje dopravní kapacita dopravníku a to umožňuje využití jeho krátkodobého přetížení dopravního výkonu.

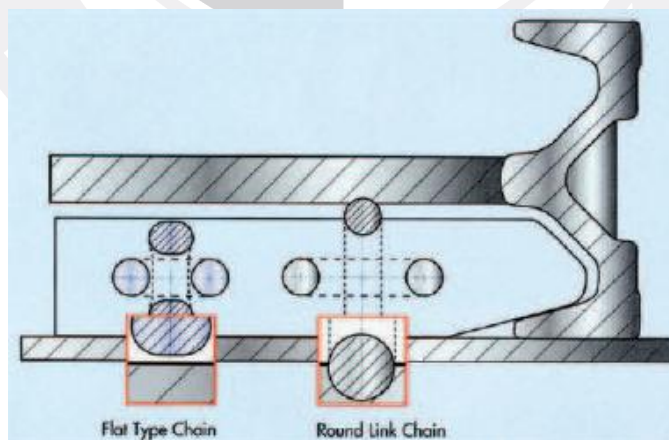
Přechodové rámy vratné a výsypné spojují poslední úsek žlabu s rámem vratné stanice, respektive první úsek žlabu s rámem poháněcí stanice, popř. s rámem přesypu. Umožňují plynulý přejezd z nízkého žlabu až na úroveň řetězového bubnu. Úhel sklonu přechodového žlabu s horizontální rovinou by se měl pohybovat okolo 7° . Také výška přechodových rámů porubových hřeblových dopravníků musí být volena s přihlédnutím na užívaný typ dobývacího kombajnu tak, aby při jeho dojezdu k přechodovému rámu nedošlo ke vzájemné kolizi. Přechodové rámy mohou být samostatné, spojené s dalšími úseky dopravní trati pomocí činek či spojovacích šroubů, nebo mohou být součástí rámu poháněcí či vratné stanice (obr. 3.5).

Přesypy hřeblových dopravníků jsou blíže popsány v kapitole 5. *Přesypy hřeblových dopravníků.*

3.4 ŘETĚZOVÉ PÁSMO S HŘEBLY

Řetězové pásmo je tvořeno tažným řetězem a hřebly. Řetězové pásmo může být vyvedeno ve čtyřech provedeních a to jako *jednořetězové*, *dvouřetězové*, *třířetězové* a *dvouřetězové s centrálně uloženými řetězy*. Dříve používané jednořetězové uspořádání řetězového pásma v současnosti nahrazuje dvouřetězové pásmo s centrálně uloženými řetězy. Důvod upřednostňování variant se středově uloženými řetězy je prostý. Při dopravě pomocí hřeblových dopravníků je řetěz velmi namáhán tahovou silou. Proto je výhodné využít řetěz s větším průřezem, jehož provozní zatížení může být větší. Také je snížen počet spojek řetězu a tím pádem se snižuje riziko havárie a dynamických rázů při přechodu spojky přes řetězový buben. Varianty s dvouřetězovým a třířetězovým pásmem využívají řešení uchycení hřebel pomocí třmenů a to vždy na jejich vnějším okraji. To způsobuje, že řetězy prochází drážkou E – profilu, a tím pádem je jejich velikost omezena právě tímto průchodovým prostorem.

Řetězy hřeblových dopravníků se v zásadě používají jako článkové vysokopevnostní řetězy důlních zařízení, jejichž konstrukce spadá pod normu ČSN 02 3215. Velikost řetězu je dána součinem jmenovitého průměru článku a jeho roztečí. Pro článkové řetězy hřeblových dopravníků platí trojnásobná minimální bezpečnost proti přetržení. Kromě klasických článkových řetězů, nabízí přední německý výrobce řetězů a hřebel, firma THIELE, také řetězy se zploštělými články. Tato inovace snižuje výšku řetězu a tím vede k úspoře místa. Srovnání klasického řetězu a řetězu se zploštělými články je na obr. 3.7.



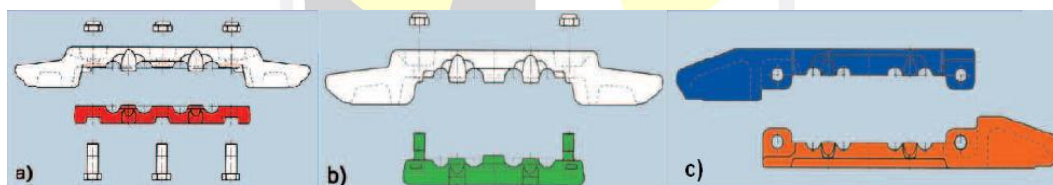
Obr. 3.7 – Srovnání klasického článkového řetězu a řetězu se zploštělými články firmy THIELE (18)

Prodloužení řetězu, obzvláště při jeho větší délce, je nežádoucí, a proto musí spadat do určité tolerance. Prodloužení řetězu ΔL_R lze vypočítat dle vztahu

$$\Delta L_R = \frac{t}{100} \cdot (1 + 0,15 \cdot n_c) \quad (4) \quad (3.1)$$

kde t je rozteč řetězu a n_c počet článků úseku řetězu. Měření prodloužení ΔL_R se provádí při zatížení řetězu a porovnává se se jmenovitou hodnotou. Pro dvouřetězové a třířetězové provedení by neměla hodnota prodloužení dle (4) přesahovat u úseku do 2 m hodnoty 0,1% jmenovité délky, pro úseky s délkou nad 2 m pak hodnotu 0,15% jmenovité délky úseku.

Hřebla se používají výhradně kovaná. Konstrukce může být jak pro jednosměrnou dopravu, tak i pro obousměrnou dopravu materiálu. Dříve byla hřebla spojována s řetězy pomocí třmenů. To vynucovalo užití krátkých řetězových úseků. V dnešní době se používá beztřmenového spojení, takže může být řetěz v celku. To zvyšuje jeho provozní spolehlivost. Hřebla jsou podélně dělená, což umožňuje jejich snadnou montáž na řetěz. Obě části hřebel se k sobě spojují nejčastěji pomocí šroubů. Různé typy hřebel, nabízených firmou THIELE, jsou znázorněny na obr 3.8 a 3.9.



Obr. 3.8 – Varianty upevnění hřebel na dopravní řetěz od firmy THIELE (18)



Obr. 3.9 – V praxi osvědčená varianta oboustranného hřebel s dvěma centrálně uloženými řetězy od firmy THIELE (18)

4 DOBÝVACÍ ZAŘÍZENÍ ČERNÉHO UHLÍ

V první polovině 20. století byly používány pro dobývání uhlí pneumatická sbíjecí kladiva či brázdící stroje. Se stále rostoucím požadavkem zavedení mechanizace na přelomu první a druhé poloviny 20. století postupně tyto dobývací zařízení ztrácely na efektivitě. Proto byly v 50. letech nasazeny první dobývací kombajny a jako jejich konkurenti pak uhelné pluhy a škrabáky. Pluhy a dobývací kombajny prochází do současné doby neustálým vývojem a jsou stále využívány pro rozpojovací práce v hlubinných dolech.

4.1 PLUHOVÉ SOUPRAVY

Uhelný pluh funguje na principu postupného odebírání „třísek“ z uhelné sloje pomocí ostří. Pluhové soupravy je vhodné použít jak ve vodorovných porubech, tak i v porubech úklonných až do sklonu $\pm 40^\circ$ při mocnostech uhelných slojí od 0,6 m do 1,8 m. Existují dva základní typy pluhů a to v závislosti na způsobu rozpojování uhlí.

- STATICKÉ PLUHY – odřezávají jednotlivé vrstvy uhlí svými břity za působení statické zatěžovací síly.
- DYNAMICKÉ PLUHY – uhlí je rozpojováno působením dynamických rázů břitů, což klade požadavek na umístění motoru přímo v pluhu, a tím pádem přívodu zdroje energie.

Pluh pojíždí po pluhovém vedení na porubovém hřeblovém dopravníku a je tažen buď lanem, nebo, v nejčastějších případech, článkovým řetězem. Pohon může být zajištěn nekonečným tažným prvkem nebo za použití dvou vrátků, které umožňují pohyb pluhu v obou směrech. Stejně jako v případě hřeblových dopravníků jsou pro pohon pluhů používány asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko v nevýbušném provedení.

Pluhové soupravy jsou ve srovnání s dobývacími kombajny jednoduššími zařízeními. Umožňují rozpojování uhlí v obou směrech pohybu, což je velmi efektivní. Rychlost pluhových souprav se pohybuje okolo $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pluhové soupravy mohou být provozovány buď s mechanizovanými výztužemi, nebo

s individuálními hydraulickými stojkami. Příklad kluzné pluhové soupravy umístěné na porubovém hřeblovém dopravníku s mechanizovanými výztužemi je znázorněn na obr. 4.1.



Obr. 4.1 – Dobývací komplex firmy OSTROJ a.s. (15)

V současné době nabízejí přední výrobce pluhových zařízení, firma OSTROJ a.s., dva základní typy pluhových souprav.

VYTRHÁVACÍ PLUH – pluhové vedení a tažný řetěz pluhu je umístěn na závalové straně. Pro provoz vytrhávacího pluhu je nutné použít upravenou trať hřeblového dopravníku. Příklad vytrhávacího pluhu je zobrazen na obr. 4.2.

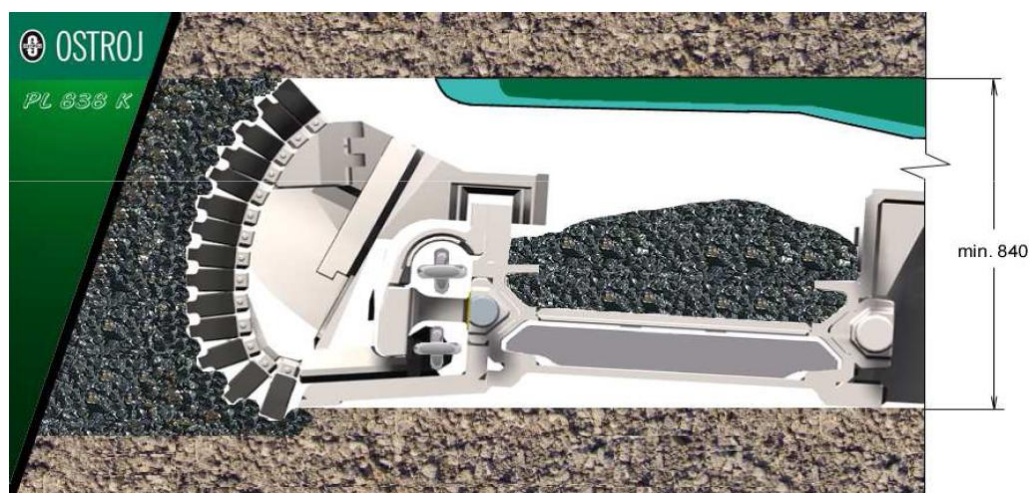


Obr. 4.2 – Vytrhávací pluhová souprava firmy OSTROJ a.s. (15)

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - použití pro mocnost sloje od 0,6 m - snadný přístup k tažnému řetězu pluhu - vysoká bezpečnost práce - použití pro dobře až špatně pluhovatelné uhlí 	<ul style="list-style-type: none"> - tření pluhového tělesa o počvu ⇒ ztráty energie - neschopnost rozpojení velmi špatně pluhovatelného uhlí a kamene

Tab. 4.1 – Výhody a nevýhody vytrhávací pluhové soupravy (15)

KLUZNÝ PLUH – pluhové vedení a tažný řetěz pluhu jsou umístěny na opačné straně, jako v případě vytrhávacích pluhů. Tedy na straně pilířové. Pro provoz kluzného pluhu je taktéž nezbytné použít upravenou trať hřeblového dopravníku. Příklad kluzného pluhu je zobrazen na obr. 4.3.



Obr. 4.3 – Kluzná pluhová souprava firmy OSTROJ a.s. (15)

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - použití pro mocnost sloje od 0,9 m do 2 m (použití portálu) - dobrá ovladatelnost při bořivé počvě porubu - nízké ztráty třením pluhového tělesa - použití pro dobře až velmi špatně pluhovatelné uhlí 	<ul style="list-style-type: none"> - nemožnost použití pro sloje pod 0,9 m - obtížná a nebezpečná manipulace s tažným řetězem - nesnadný přístup k tažnému řetězu

Tab. 4.2 – Výhody a nevýhody kluzné pluhové soupravy (15)

4.2 DOBÝVACÍ KOMBAJNY

Dobývací kombajny prodělaly, od svého zavedení do dobývacích prací černého uhlí, velký pokrok. Na rozdíl od pluhových souprav jsou dobývací kombajny nejen schopny rozpojování uhelných slojí, ale také nakládání uhlí na dopravník.

Rozdělení dobývacích kombajnů dle (19):

- 1) dle šířky záběru
 - širokopokosové
 - úzkopokosové
- 2) dle rozpojovacího orgánu
 - řetězové
 - válcové
 - korunkové
 - kombinované
- 3) dle způsobu dobývání
 - jednosměrné
 - obousměrné
- 4) dle způsobu pohybu
 - tažené řetězem
 - s vlastním pohonem

První kombajny se vyvinuly z brázdících strojů. Tyto kombajny, kam např. spadaly dobývací kombajny typu Donbas či Gorňak, patřily do skupiny širokopokosových.

Širokopokosové dobývací kombajny se vyznačovaly vlastnostmi, jako velmi širokým záběrem (až 2 m), schopností rozpojovat uhlí pouze v jednom směru jízdy, velmi malá rychlost pohybu ve směru rozpojování ($1,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$), nutnou demontáží kombajnu na konci pracovní jízdy a následnou montáží před začátkem pracovní jízdy následující a jiné. Jelikož je záběr širokopokosového kombajnu značně velký, docházelo k odkrývání velké části stropu porubu. To mělo za následek nutnost použití buď provizorních stojek pro vyztužení nadloží,

nebo umístěním výztuh trvalých avšak s nutností při přesunu hřeblového dopravníku jeho rozebrání. S postupným zaváděním moderních dopravních zařízení v dolech se tento typ dobývacího kombajnu stal nevhodným. Proto byl nahrazen dobývacími kombajny úzkopokosovými.

Úzkopokosové dobývací kombajny jsou v současné době nejvíce využívaným dobývacím zařízením černého uhlí v hlubinných dolech. Šířka záběru se pohybuje do 1 m, nejčastěji pak okolo 0,85 m. Jejich konstrukce umožňuje použití mechanizovaných výztuh, a tím se vylučuje nutnost rozebírání dopravníku během přesunu po počvě. Toto zlepšení velmi zkrátilo prostoje a přispělo ke zvýšení bezpečnosti práce.

V současnosti jsou nejvíce využívány dobývací kombajny válcové. Ty mohou mít osu pracovních válců vodorovnou nebo svislou. Na obr. 4.4 je znázorněn úzkopokosový válcový dobývací kombajn s vodorovnou osou pracovních válců. Toto řešení je nejvíce rozšířené.



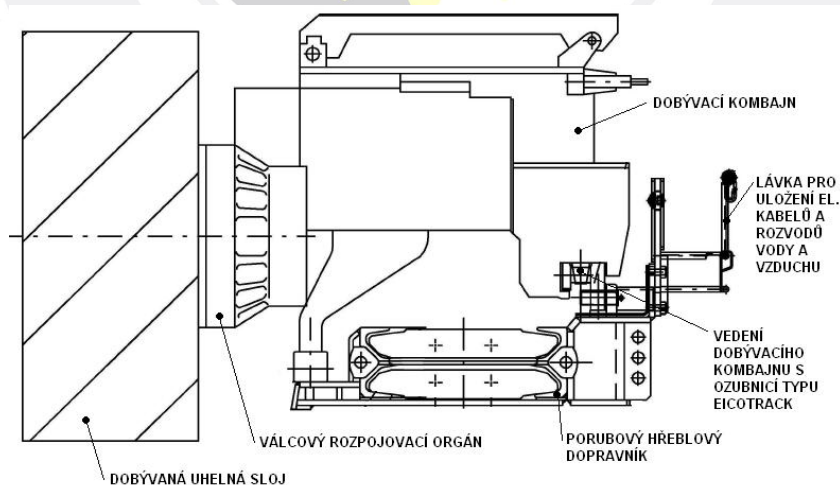
Obr. 4.4 – Dobývací kombajn MB 712E (17)

Pracovní válce jsou umístěny na výkyvných ramenech, ovládaných hydraulicky. Kombinace dvou pracovních rozpojovacích válců zaručuje, že jeden může kopírovat strop a druhý zároveň počvu porubu. Spolu se schopností kombajnu rozpojovat uhlí v obou směrech pohybu se stává dobývání velmi efektivním. Tyto typy kombajnů mohou být vybaveny buď vlastním pojezdem, nebo mohou být taženy pomocí dvou vrátek, umístěnými na obou koncích porubu. V současné době, u nově instalovaných porubových komplexů, je využíváno první varianty. Přívod elektrické energie ke kombajnu je řešen pomocí

ohebného kabelového ukladače a spolu s rozvody vody a vzduchu jsou uloženy na lávce hřeblového dopravníku.

Pro úzkopokosový dobývací kombajn typu MB 712E, vyráběného firmou T MACHINERY a.s., platí následující parametry (17). Délka dobývacích kombajnů se pohybuje okolo 7 m. Instalovaný výkon celého kombajnu se může pohybovat až okolo 700 kW. Výkony pohonů jednotlivých rozpojovacích orgánů mohou být až 300 kW. Průměry rozpojovacích válců se pohybují v rozmezí 1,6 až 2,5 m, dle provedení a velikosti kombajnu. Pojezdová rychlost kombajnu závisí především na geologických podmínkách v porubu, tedy především na úklonu porubu a na tvrdosti a složení dobývaného uhlí. Moderní dobývací kombajny se mohou pohybovat rychlostí až $15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Typ MB 712E je schopen pracovat v podélném úklonu porubu až $\pm 35^\circ$ a v příčném úklonu až $\pm 20^\circ$. Jeho velmi pevná a tuhá konstrukce zaručuje účinné a rychlé dobývání, avšak si za to bere daň v podobě vysoké hmotnosti, která se pohybuje na hranici 50 tun. Moderní dobývací kombajny jsou vybaveny řídicími jednotkami umožňujícími sledovat např. tvrdost uhlí, a tím dávat signál pohonné jednotce k úpravě optimální rychlosti posuvu. Pohyb dobývacích kombajnů je v dnešní době zcela automatizován.

Nevýhodou použití dobývacích kombajnů je především mletí uhlí při dobývání, a s tím spojená velká prašnost. Proto je nezbytné použít zkrápění vodou. Tím se také zvyšuje bezpečnost práce a kvalita prostředí v dolech.



Obr. 4.5 – Schéma porubového dobývacího komplexu (16)

Výhody a nevýhody dobývacích kombajnů jsou shrnuty tab. 4.3.

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - použití pro mocnost sloje od 1,8 m do 5 m dle provedení - obousměrné dobývání uhlí - práce v podélném úklonu $\pm 35^\circ$, v příčném úklonu $\pm 20^\circ$ - pevná a robustní konstrukce - odolnost vůči klimatickým podmínkám v dole - plně elektrické zařízení v nevýbušném provedení 	<ul style="list-style-type: none"> - drcení uhlí při dobývání - vysoká prašnost \Rightarrow nutnost zkrápění - vysoká pořizovací cena - vysoká hmotnost (až 50 t)

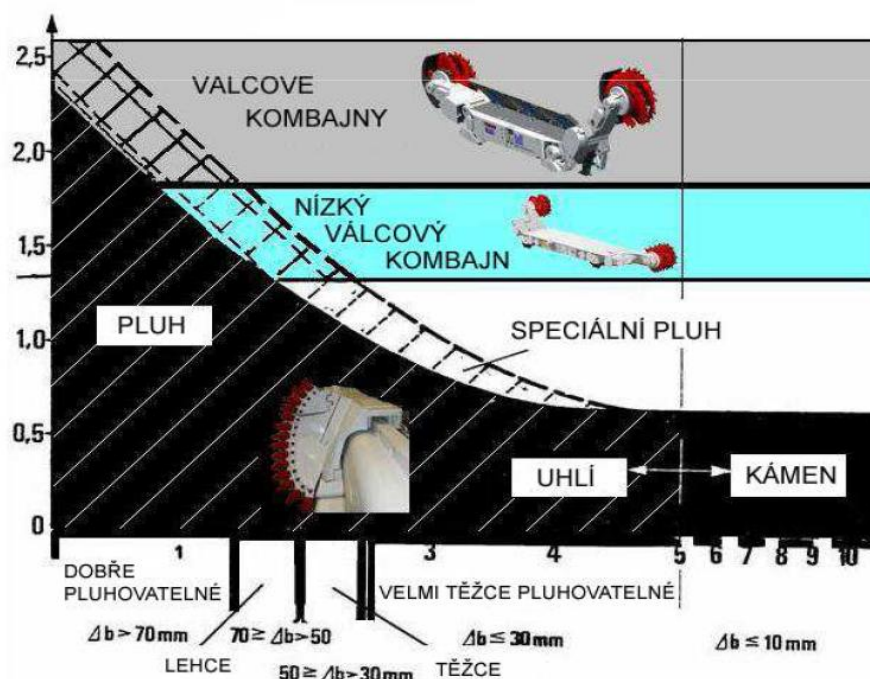
Tab. 4.3 – Výhody a nevýhody dobývacích kombajnů

4.3 SROVNÁNÍ PLUH VERSUS KOMBAJN

Zařizování porubu dobývacím zařízením je vždy nákladná záležitost. Mocnost sloje dobývaného uhlí, úklon porubu, velikost ložiska, finanční prostředky, to jsou všechno faktory, ovlivňující volbu mezi pluhovou soupravou či dobývacím kombajnem.

Na obr. 4.6 je znázorněn rozsah použití pluhů a dobývacích kombajnů v závislosti na pluhovatelnosti uhlí a mocnosti sloje. Jak je z obr. 4.6 patrné, pro dobře pluhovovatelné uhlí, s mocností sloje do cca 2,25 m, je vhodné použít pluhovou soupravu. Naproti tomu, pluhové soupravy je nezbytné použít, pokud je mocnost sloje nižší než 1 m.

Obecně platí, že dobývací pluh jsou zařízení násobně jednodušší, než dobývací kombajny. Proto i údržba a opravy jsou cenově přijatelnější. Vynikají svojí rychlostí dobývání, jednoduchostí a odlišným způsobem rozpojování uhlí v porovnání s dobývacími kombajny. Nehodí se však pro dobývání slojí velkých mocností.



Obr. 4.6 – Aplikace pluh versus kombajn (15)

Firma OSTROJ a.s., zabývající se výrobou pluhových souprav, sestavila seznam základních faktorů, ukazujících výhody pluhového dobývání oproti dobývání dobývacím kombajnem. Základní výhody pluhu oproti kombajnu, převzaté z (15), jsou:

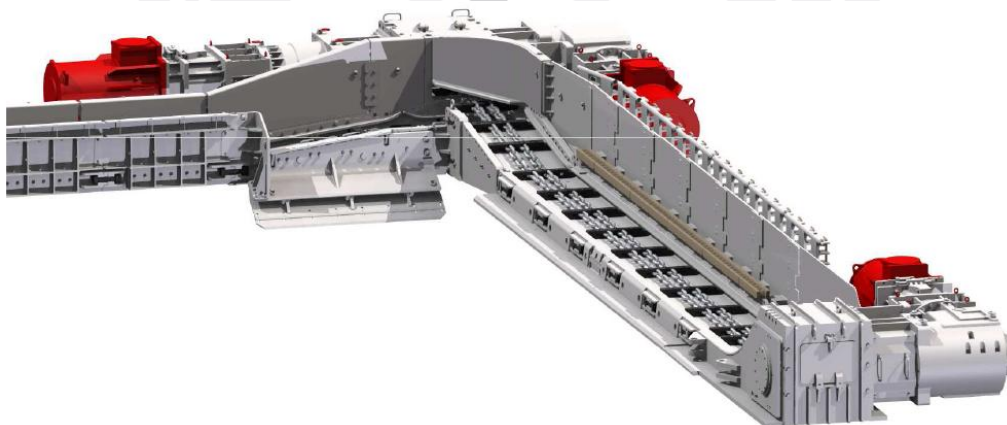
- dobývání velmi nízkých slojí, tam kde nelze použít dobývací kombajn
- použití pluhové soupravy až v úklonu $\pm 40^\circ$ bez nutnosti použití brzd na pluhu (kombajn musí být vybaven dvěma nezávislými brzdami)
- pluhová souprava umožňuje zajištění stropu porubu výsuvnou stropnicí mechanizované výztuže okamžitě po odebrání materiálu na tloušťku třísky
- pluh uhlí při rozpojování vytrhává \Rightarrow větší kusy \Rightarrow menší prašnost; kombajn uhlí svým rotačním způsobem rozpojování uhlí drtí \Rightarrow nepříznivá frakce uhlí pro další zpracování \Rightarrow vyšší prašnost
- vyšší kvalita prostředí a bezpečnost práce v dole při použití pluhové soupravy
- při plně automatizované pluhové soupravě nemusí být osádka přímo v porubu, ale na sběrné chodbě

5 PŘESYPY HŘEBLOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Přesyp je velmi podstatná a nezbytná část hřeblového dopravníku. Je to místo, ve kterém dopravovaný materiál opouští dopravní trasu a pokračuje buď po jiné trase dál, nebo padá do zásobníku. Materiál může opouštět hřeblový dopravník buď ve směru osy dopravní trasy, nebo kolmo na tuto osu. Při přesypu materiálu ve směru kolmém na osu dopravní trasy je nutné použít shrnovacího štítu, který materiál usměrní do požadovaného směru. Přesyp může být buď součástí poháněcí stanice, nebo je umístěn na samostatném rámu, spojeném pomocí čínek, nebo spojovacích šroubů, s ostatními částmi hřeblového dopravníku. V současné době jsou používány tři základní typy přesypů hřeblových dopravníků:

- čelní přesyp
- boční přesyp
- křížový přesyp

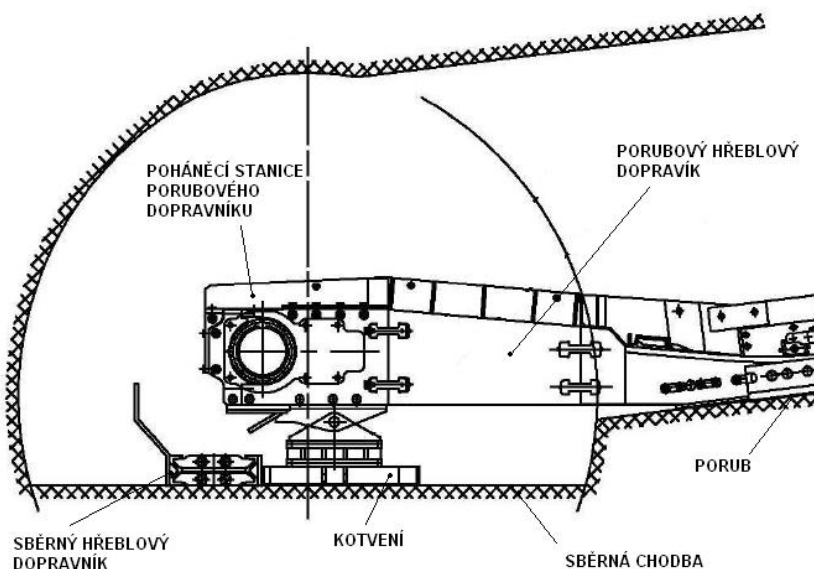
První dva typy jsou běžně používány při konstrukci hřeblových dopravníků a to jak ve světě, tak i na tuzemském trhu. Jejich princip a konstrukce jsou poměrně jednoduché. Jsou však prostorově náročnější, a to se jeví ve stísněných důlních podmínkách jako značná nevýhoda. Proto bylo zapotřebí vymyslet prostorově méně náročnou variantu přesypu hřeblového dopravníku. Tyto požadavky plní křížový přesyp. Křížový přesyp se uplatňuje především v zahraničí, nicméně i tuzemští výrobci postupně integrují tento typ přesypu do výrobního programu hřeblových dopravníků.



Obr. 5.1 – Ukázka konstrukce křížového přesypu hřeblového dopravníku (15)

5.1 ČELNÍ PŘESYP

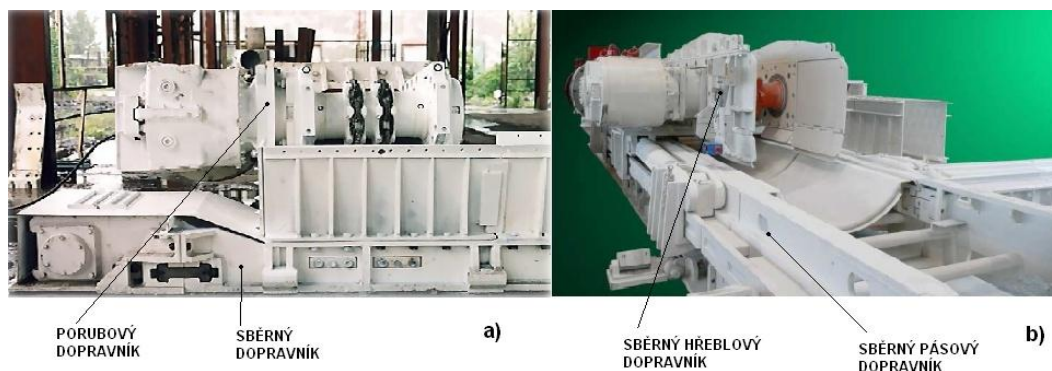
Čelní přesyp hřeblového dopravníku patří mezi základní a nejjednodušší způsob změny směru dopravovaného materiálu. Princip přesypu je velmi prostý. Materiál je unášen pomocí řetězového pásma s hřebly k poháněcí stanici, kde přepadává přes hnací řetězový buben na další dopravník či do zásobníku.



Obr. 5.2 – Schéma čelního přesypu hřeblového dopravníku (16)

Varianta čelního přesypu je ze všech variant nejvíce prostorově náročná. Je zapotřebí, aby byl zaručen dostatečný prostor na sběrné chodbě pro umístění poháněcí stanice porubového hřeblového dopravníku i vratné stanice s dopravním žlabem sběrného hřeblového dopravníku. Schéma možného uspořádání je vyobrazeno na obr. 5.2.

Konstrukce čelního přesypu umožňuje dvě varianty následného směru toku materiálu. První varianta je využívána především u porubových hřeblových dopravníků. Nový směr materiálu na sběrném dopravníku je kolmý na původní směr toku materiálu na dopravníku porubovém (obr. 5.3 a)). Druhá varianta je především užívána u sběrných dopravníků. Dopravovaný materiál na sběrném hřeblovém dopravníku má stejný směr, jako materiál dopravovaný na pásovém úsekovém dopravníku (obr. 5.3 b)). Rám poháněcí stanice může být osazen usměrňovacími plechy tak, aby docházelo k přesnému řízení směru toku materiálu.



Obr. 5.3 – Varianty čelních přesypů hřeblových dopravníků (15)

Při použití čelního přesypu je nezbytné, aby dopravník, ze kterého materiál padá na dopravník následující, byl vždy nad jeho úrovní a tato výška musí být dostatečně velká, aby nedošlo na sběrném dopravníku ke zpříčení materiálu mezi žlabem a poháněcí stanicí.

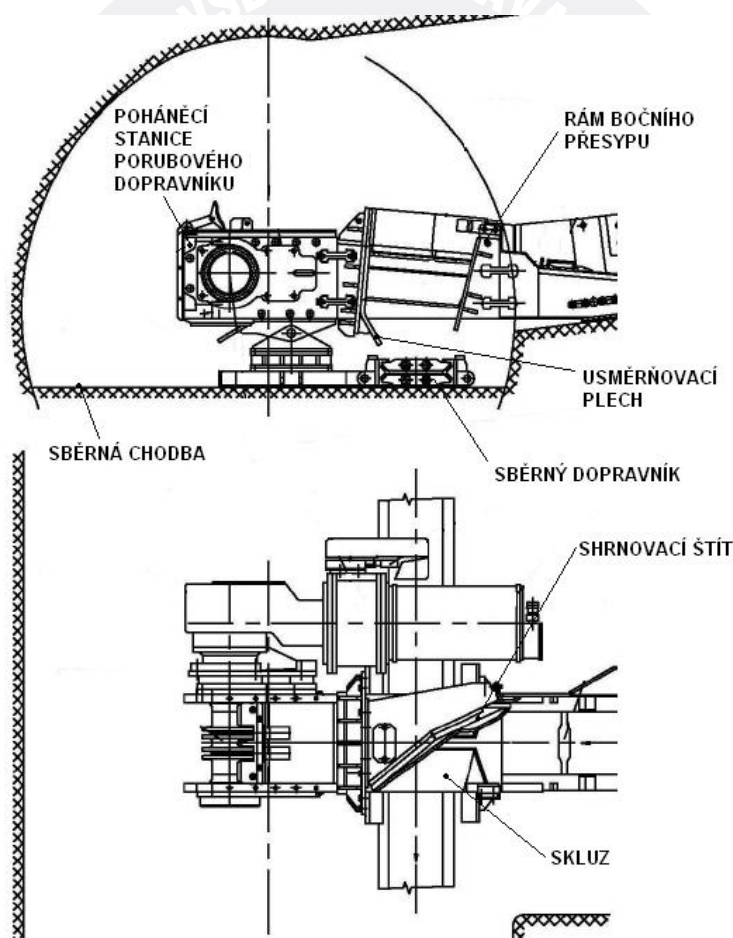
Největší nevýhodou čelního přesypu, v případě navzájem kolmého toku materiálu, je právě jeho změna směru. Materiál je dopravován na porubovém dopravníku určitou rychlostí v_{POR} . Vektory rychlostí porubového a sběrného dopravníku jsou na sebe kolmé. Materiál dopadá na sběrný dopravník rychlostí v_{POR} zvětšenou o složku volného pádu materiálu. Tato rychlost je však ve směru vektoru rychlosti sběrného dopravníku nulová. Tudíž musí sběrný dopravník být schopen urychlit padající dopravovaný materiál na svoji rychlost $v_{SBĚR}$. To zvyšuje dynamické zatížení dopravníku a také zvyšuje odpory proti pohybu, což vede ke zvýšení příkonu sběrného dopravníku.

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - jednoduchá konstrukce - nevyžaduje použití speciálních přesypových rámců - možnost použití jak podélného, tak i příčného uspořádání poháněcí stanice porubového dopravníku i v oboustranném provedení - možnost stabilního sběrného dopravníku 	<ul style="list-style-type: none"> - prostorově náročná varianta - porubový dopravník musí být vždy nad úrovní dopravníku sběrného - přídavné odpory proti pohybu vlivem nutnosti urychlování materiálu na sběrném dopravníku

Tab. 5.1 – Výhody a nevýhody čelního přesypu hřeblového dopravníku

5.2 BOČNÍ PŘESYP

V České republice je boční přesyp, spolu s přesypem čelním, nejvíce rozšířeným způsobem změny směru toku materiálu u hřeblových dopravníků. V porovnání s čelním přesypem je jeho konstrukce složitější, vyžaduje převážně více práce při výrobě. Nutností při užití bočního přesypu je vložení rámu s bočním výsypem mezi poháněcí stanici porubového dopravníku a jeho žlab. Schéma části dopravníku s bočním přesypem je na obr. 5.4.



Obr. 5.4 – Schéma bočního přesypu hřeblového dopravníku (16)

Materiál, dopravovaný porubovým dopravníkem, je v místě bočního přesypu shrnut z dopravní trasy pomocí shrnovacího štítu na dopravník sběrný. Část kluznice v oblasti rámu bočního přesypu je zúžena pouze na střed dopravní trasy. Zúžená skluznice slouží jako podpora pro projíždějící řetězové pásmo s hřebly. Vzniklá díra ve dně dopravního žlabu porubového dopravníku je nahrazena skluzem, usměrňujícím materiál, který je tlačен před hřebem, při

přechodu z jednoho dopravníku na druhý. Velké shluky uhlí jsou shrnovány pomocí shrnovacího štítu.

Boční přesyp eliminuje nevýhodu čelního přesypu s kolmým tokem materiálu. Jelikož materiál mění směr toku již na porubovém dopravníku nárazem na shrnovací štít, vektor rychlosti materiálu se také mění. Materiál padá na skluz rámu bočního přesypu už ve směru vektoru rychlosti sběrného dopravníku. To umožňuje, že při dopadu materiálu na sběrný dopravník je směr vektorů rychlostí stejný. To eliminuje do jisté míry vznik přídavných odporů ve sběrném dopravníku a snižuje odpor z urychlování materiálu. Tím je možné užít nižší výkon poháněcí stanice sběrného hřeblového dopravníku.

I v případě bočního přesypu je nutné umístění porubového dopravníku nad sběrným dopravníkem. Neklade však takové nároky na šířku sběrné chodby, jako čelní přesyp. Boční přesyp umožňuje použití oboustranného kolmého uspořádání pohonu nebo oboustranného uspořádání s jedním pohonem kolmým a jedním rovnoběžným (na opačné straně skluzu). Výhodou bočního přesypu je, že dopravovaný materiál nepřejíždí přes řetězový buben, čímž se prodlužuje jeho životnost. Stavebnicové řešení hřeblových dopravníků umožňuje snadnou výměnu rámu bočního přesypu za přímý díl, a tím pádem změnu bočního přesypu na čelní.

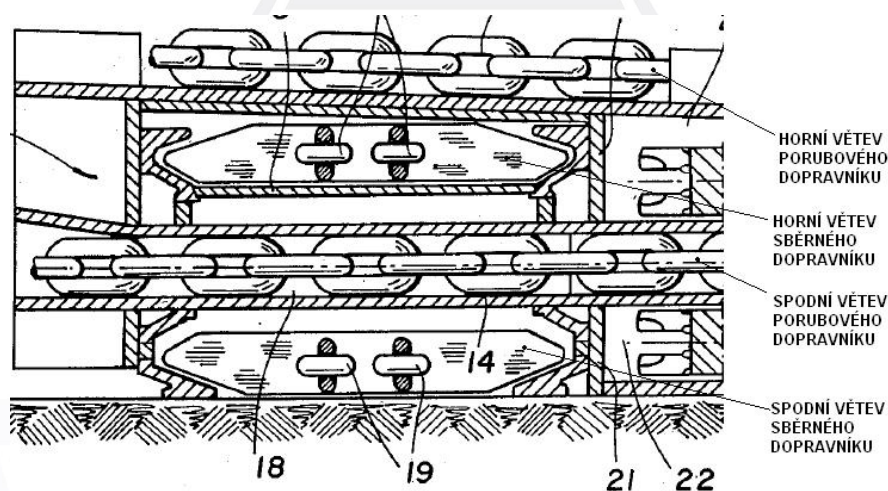
VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - řetězový buben se nedostane do kontaktu s dopravovaným materiálem - možnost záměny bočního přesypu za čelní - úspora šířky sběrné chodby - usměrnění toku materiálu již na porubovém dopravníku \Rightarrow materiál dopadá na sběrný dopravník ve směru pohybu řetězového pásma s hřebly 	<ul style="list-style-type: none"> - nutnost výroby poměrně složitěho rámu bočního přesypu - robustní konstrukce rámu bočního přesypu - porubový dopravník musí být vždy nad úrovní dopravníku sběrného

Tab. 5.2 – Výhody a nevýhody bočního přesypu hřeblového dopravníku

5.3 KŘÍŽOVÝ PŘESYP

Křížový přesyp je ze všech tří typů přesypů nejméně užívaným v ČR. Firma OSTROJ a.s. v současné době zavádí do výroby své řešení křížového přesypu. Řešení křížového přesypu vychází z principu bočního přesypu. Oproti bočnímu přesypu má několik výhod, především úspora místa.

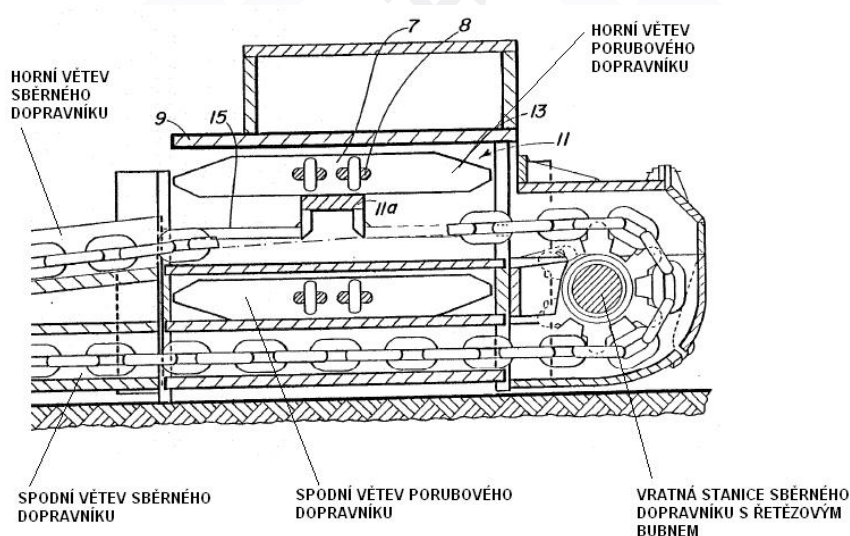
Princip křížového přesypu byl patentován v roce 1986 pod číslem patentu US4586753. Konstrukce křížového přesypu je poměrně jednoduchá a rám křížového přesypu je rozměrově kompaktní celek. Větve porubového dopravníku a sběrného dopravníku se v rámu křížového přesypu protínají. V horní části je horní větev porubového dopravníku, pod ní je horní větev sběrného dopravníku. Poté pod ní následují napřed spodní větev porubového a pod ní sběrného hřeblového dopravníku. Toto uspořádání je znázorněno na obr. 5.5.



Obr. 5.5 – Schéma principu křížového přesypu hřeblového dopravníku (2)

Princip shrnování materiálu z porubového dopravníku je shodný s bočním přesypem. Výhodou ve srovnání s bočním přesypem je padání materiálu na horní větev sběrného dopravníku z menší výšky, a tím pádem nedochází k drcení uhlí a dynamickým rázů do konstrukce sběrného dopravníku. Nespornou výhodou křížového přesypu je také pevné spojení porubového a sběrného hřeblového dopravníku. To usnadňuje přesun dopravníků při postupu dobývání uhlí v porubu. Také prostorové nároky jsou menší, než v případě použití bočního či čelního přesypu.

Konstrukce rámu křížového přesypu umožňuje integraci vratné stanice sběrného hřeblového dopravníku. Uložení vratného řetězového bubnu sběrného dopravníku je v bočnicích vratné stanice, které jsou pevně spojeny s vlastním rámem křížového přesypu (obr. 5.6). Toto uspořádání bylo patentováno v roce 1988 pod číslem patentu US4766992. Spojení křížového rámu a rámu vratné stanice v jeden celek vytváří poměrně velkou ocelovou konstrukci, jejíž hmotnost se pohybuje až několik tun. Při konstrukci tohoto celku je nezbytné, aby byly dodrženy největší rozměry a hmotnost rámu tak, aby bylo možné jej do podzemí dolu dostat.



Obr. 5.6 – Řez křížovým přesypem z pohledu porubového dopravníku (3)

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - řetězový buben se nedostane do kontaktu s dopravovaným materiálem - výškově kompaktní přesyp \Rightarrow porubový dopravník může být téměř na úrovni sběrného - integrace vratné stanice sběrného dopravníku do křížového rámu - nižší dynamické rázy vlivem padání materiálu 	<ul style="list-style-type: none"> - nutnost výroby poměrně složitého rámu křížového přesypu - robustní konstrukce rámu s většími rozměry a hmotností ovlivňující jak dopravu do dolu, tak i přesun dopravníků - porub musí být kolmý na sběrnou chodbu

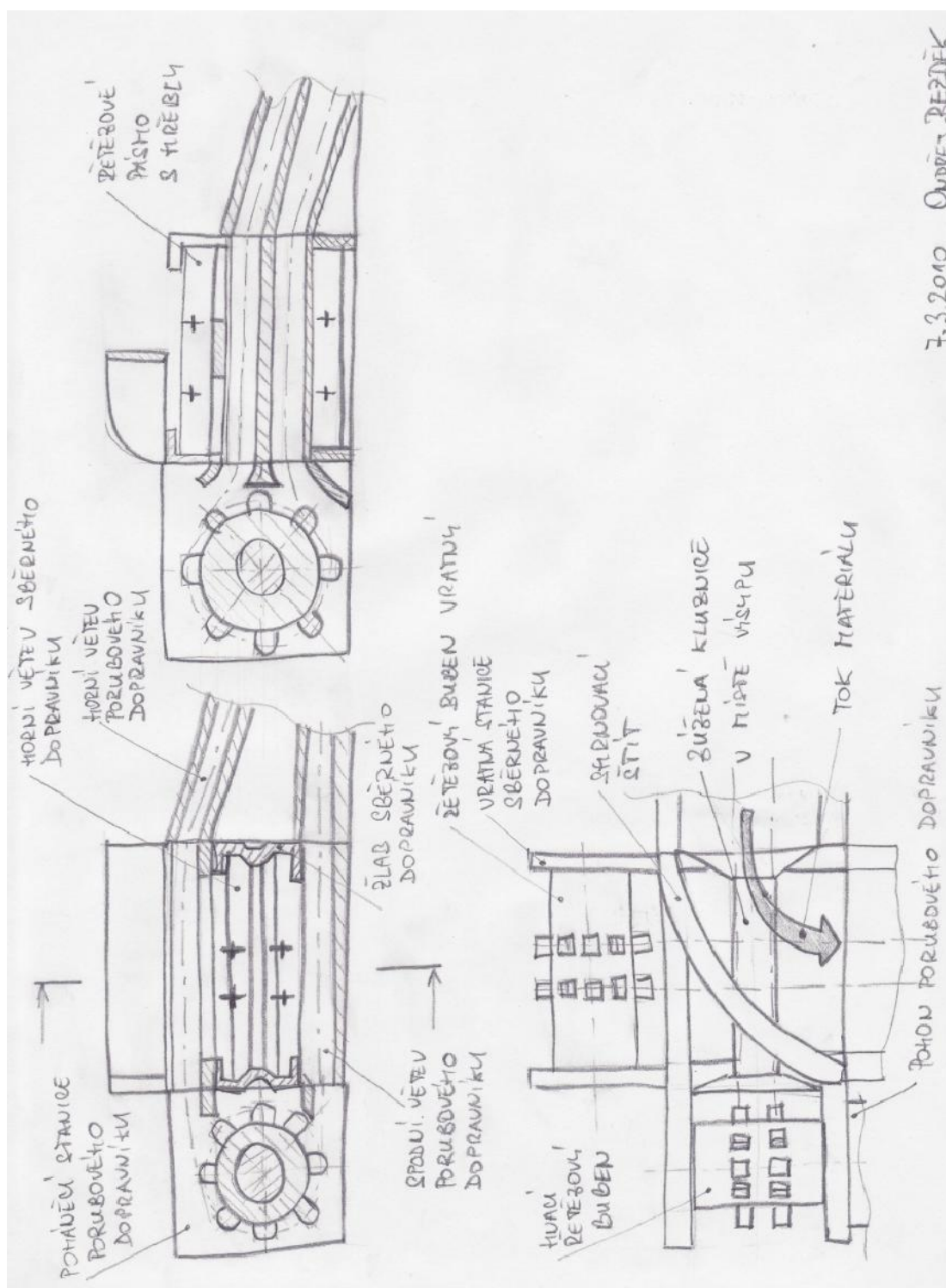
Tab. 5.3 – Výhody a nevýhody křížového přesypu hřeblového dopravníku

5.4 KŘÍŽOVÝ PŘESYP S VLOŽENÝM SBĚRNÝM DOPRAVNÍKEM

Konvenční způsob řešení křížového přesypu hřeblového dopravníku je uveden v podkapitole 5.3. Dle mého názoru je také možné zrealizovat křížový přesyp jiným způsobem. U konvenčního způsobu řešení křížového přesypu jsou proloženy větve porubového a sběrného dopravníku mezi sebou. U mnou popisované nekonvenční varianty je dopravní sběrného hřeblového dopravníku vložena mezi horní a spodní větev porubového hřeblového dopravníku. Toto řešení umožňuje použití válcovaného E - profilu i v části rámu křížového přesypu. Tudíž nemusí být vytvořen speciální rám s vodícími žlaby pro jednotlivé větve obou dopravníků. Tento fakt by byl nespornou výhodou nekonvenčního řešení křížového přesypu, a vedl by i ke zlevnění výrobního postupu a celého celku. Nevýhodou je však velmi ostrý úhel přechodu řetězového pásma s hřebly ze žlabu na vratný buben sběrného dopravníku, což by určitě způsobovalo přídavné odpory proti pohybu. Při bližším zabývání se konstrukcí tohoto uspořádání by však jistě bylo možné najít vhodné řešení popisovaného problematického uzlu. Další možnou nevýhodou by byl celkový nárůst výšky rámu křížového přesypu, což je obzvláště v důlních podmínkách nežádoucí. Stejně, jako je řešen konvenční křížový přesyp, jsou bočnice vratné stanice sběrného dopravníku pevně připojeny k rámu křížového přesypu. To umožňuje vytvoření celku křížového přesypu s vratnou stanicí sběrného hřeblového dopravníku.

Je téměř jisté, dle mého názoru, že řešení nekonvenčního způsobu křížového přesypu hřeblového dopravníku by bylo použitelné v praxi. Jeho realizování by však bylo nutné provést konstrukční návrh, sestavit prototyp a provést zkoušky funkčnosti tohoto zařízení. Bylo by taktéž nutné vyspecifikovat všechny výhody a nevýhody tak, aby se zjistilo, jestli by toto řešení bylo přínosem při konstrukci přesypového místa hřeblového dopravníku.

Skica s popisem jednotlivých částí mého návrhu řešení nekonvenční konstrukce křížového přesypu hřeblového dopravníku je uvedena na obr. 5.7.



7.3.2010 Ondřej Bezděk

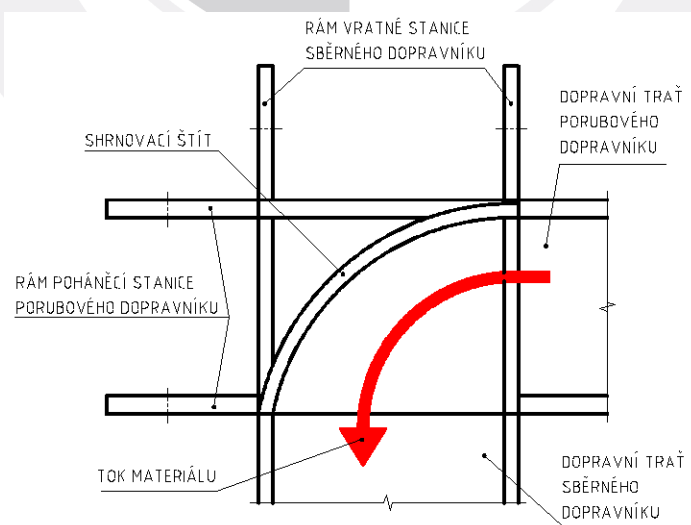
Obr. 5.7 – Skica návrhu řešení křížového přesypu hřeblového dopravníku s vloženým sběrným dopravníkem

6 VOLBA USPOŘÁDÁNÍ RÁMU KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU

Možné varianty uspořádání rámu křížového přesypu hřeblového dopravníku jsou uvedeny v kapitolách 5.3 a 5.4. Obě varianty mají své výhody i nevýhody. Varianta s vloženým sběrným dopravníkem mezi horní a spodní větev porubového dopravníku (kapitola 5.4) je však v současné době spíše teoretická, neověřená. Proto se budu držet konvečního řešení křížového přesypu hřeblového dopravníku, tak jak je popsáno v kapitole 5.3.

Po dohodě s konzultantem této diplomové práce, jsme dospěli k závěru, že bude výhodné vytvořit rám křížového přesypu, rám poháněcí stanice hřeblového dopravníku i rám vratné stanice sběrného hřeblového dopravníku, jako jeden celek. Při přesunu dopravníku v závislosti na postupu dobývání uhlí je zapotřebí, vytvořit co nejtužší celek, tak aby bylo možné dopravník uchytit pomocí přesunovacího zařízení na co možná nejmenším počtu uchopovacích míst. Tuhá a robustní konstrukce křížového rámu tento požadavek dozajista splňuje.

Nespornou nevýhodou této robustní konstrukce je její značná hmotnost a větší rozměry. Proto je nutné ověřit, zda výslednou sestavu křížového rámu bude možné do podzemí dopravit a jakým způsobem bude manipulace probíhat. Jelikož bude výsledná hmotnost sestavy křížového rámu větší, než 3000 kg, jedná se o břemeno nadměrné hmotnosti a jeho manipulace v dolech a označení musí být v souladu vyhláškou č. 141/2004 Sb.



Obr. 6.1 – Schéma zvoleného uspořádání rámu křížového přesypu

7 VÝPOČET HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU

Předmětem výpočtu zadaného hřeblového dopravníku je především zjistit maximální síly, působící na konstrukci poháněcí stanice, respektive křížového rámu. Dále je výpočet zaměřen na zjištění potřebného výkonu, nutného pro dopravu materiálu, dle zadání. S tím je také spojena volba vhodného typu pohonu, řetězu, hřebel a příslušenství hřeblového dopravníku.

Výpočet hřeblového dopravníku je proveden v souladu s normou ON 44 5721. Některé hodnoty, jako jsou např. součinitele odporů horní a spodní větve, jsou však použity na základě hodnot, používaných v praxi. To přináší mnohem přesnější výsledky a výpočet je tak odrazem moderních studií a postupů, používaných v současné praxi.

Pozn.: Všechny výpočty v kapitolách 7 a 8 byly provedeny pomocí programu MathCAD. Pro dosažení v této textové části jsem použil zaokrouhlené hodnoty jednotlivých veličin, a proto se mohou ručně počítané výsledky lišit od uvedených. Uvedené výsledky jsou však správné, tedy směrodatné!

7.1 ZADANÉ HODNOTY

Předmětem výpočtu je určení hodnot pro volbu pohonu příčně přemístitelného porubového hřeblového dopravníku o délce L , pracujícího v úklonu α . Žlab hřeblového dopravníku umožňuje pojezd válcového úzkopokosového dobývacího kombajnu, který bude rozpojovat uhlí o mocnosti pohybující se v rozmezí 2 až 4m, a to v obou směrech jeho pohybu. Hřeblový dopravník musí být schopen dopravit požadované dopravní množství Q uhlí o měrné hustotě ρ .

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Dopravní výkon	Q	2 000	$[\text{t}\cdot\text{h}^{-1}]$
Délka porubu	L	250	$[\text{m}]$
Mocnost sloje	-	$2 \div 4$	$[\text{m}]$
Měrná hustota uhlí	ρ	1 260	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
Úklon tratě	α	0	$[\text{°}]$

Tab. 7.1 – Zadané hodnoty pro výpočet hřeblového dopravníku

7.2 VOLBA A VÝPOČET RYCHLOSTI TOKU MATERIÁLU

Jak již bylo zmíněno, doprava materiálu pomocí hřeblového dopravníku probíhá výlučně posunem materiálu ve žlabu za pomoci řetězového pásma s hřebly. Tzn., že materiál i řetězové pásmo klouže po dopravní trati. Tento způsob je velmi energeticky náročný a nedovoluje využití vyšších dopravních rychlostí. Proto se volí v současné době dopravní rychlost hřeblového dopravníku okolo $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Použití moderních pohonů a stále se zlepšujících materiálů dovoluje postupně rychlost hřeblových dopravníků zvyšovat.

Pro výpočet rychlosti toku materiálu Δv je taktéž nezbytné znát rychlost pojezdu v_{DK} dobývacího kombajnu při rozpojování uhlí. Zvolené hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.2.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Rychlost dopravníku	v	1,3	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
Rychlost dobývacího kombajnu	v_{DK}	16,6	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$

Tab. 7.2 – Zvolené hodnoty rychlostí

Rychlost toku materiálu na dopravníku Δv je rozdíl rychlosti dopravníku v a dobývacího zařízení v_{DK} a stanoví se dle vztahu (7.1).

$$\Delta v = v - v_{DK} \quad (7.1)$$

$$v = 1,3 - \frac{16,6}{60} = 1,024 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

7.3 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ DOPRAVNÍHO ŽLABU

Pro stanovení velikosti dopravního žlabu je zapotřebí vypočítat teoretickou průřezovou plochu S dopravovaného materiálu, a to dle vztahu (7.2). Průřezová plocha je závislá na požadovaném dopravním množství dopravovaného materiálu Q , na rychlosti toku materiálu Δv , měrné hustotě materiálu ρ a také na součiniteli zaplnění dopravní tratě $k\phi$. Ten určuje, z kolika procent je dopravní trasa zaplněna.

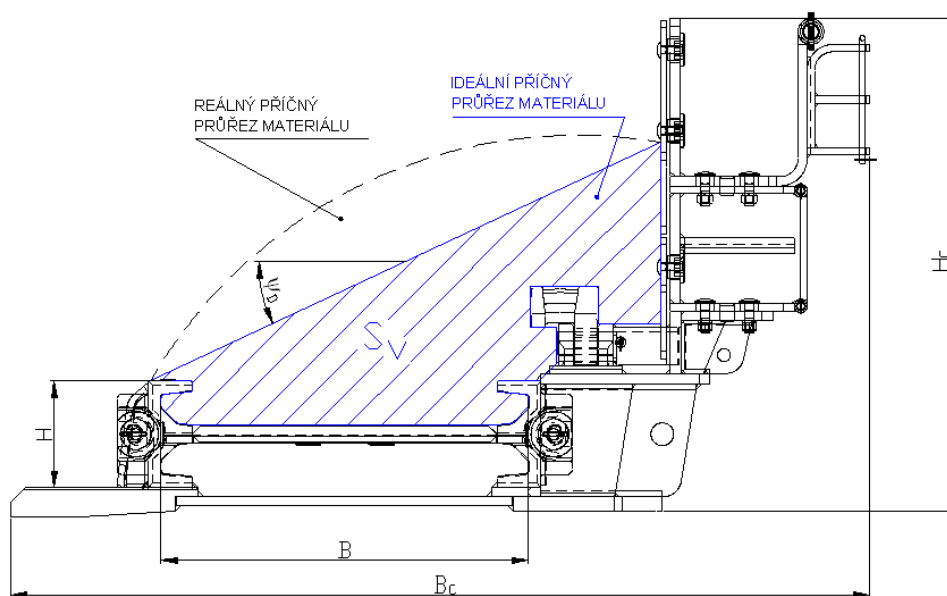
Volím součinitel zaplnění dopravní tratě:

$$k\phi = 0,9$$

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot \Delta v \cdot \rho \cdot k_{\varphi}} \quad (7.2)$$

$$S = \frac{2000}{3,6 \cdot 1,024 \cdot 1260 \cdot 0,9} = 0,478 \text{ m}^2$$

Po konzultaci s odborníkem z praxe volím žlab, jehož základní rozměry jsou uvedeny v tab. 7.3. Skutečná ideální průřezová plocha S_V dopravovaného materiálu byla určena pomocí programu AutoCAD a je znázorněna na obr. 7.1.



Obr. 7.1 – Řez dopravní tratí porubového dopravníku (15)

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výška válcovaného E - profilu	H	290	[mm]
Celková výška dopravní tratě	H _C	2 340	[mm]
Vnitřní šířka dopravního žlabu	B	1 000	[mm]
Celková šířka dopravní tratě	B _C	1 340	[mm]
Dynamický sypný úhel uhlí	Ψ _D	25	[°]
Skutečná ideální průřezová plocha	S_V	0,498	[m²]

Tab. 7.3 – Základní rozměry žlabu a určená hodnota skutečné průřezové plochy

Z porovnání teoretické průřezové plochy S a skutečné průřezové plochy S_V je patrné, že $S < S_V$. Tím je splněna základní podmínka dopravy materiálu a tudíž je dopravník schopen uhlí v zadaném množství dopravovat.

7.4 VOLBA ŘETĚZOVÉHO PÁSMO S HŘEBLY

Řetězové pásmo s hřebly je prakticky nejdůležitější součástí celého hřeblového dopravníku. Skládá se ze tří základní částí: řetězy, hřebla a řetězové spojky. Správná volba řetězu a jeho následná výpočetní kontrola je nezbytná jak z hlediska bezpečnosti, tak z hlediska dopravy a životnosti celého dopravníku. Řetěz je nejvíce namáhanou součástí dopravníku. Musí zabezpečit nejen přenos točivého momentu od poháněcí stanice, ale i statické a dynamické síly, vznikající dopravou těživa. Moderní trendy ukazují, že je vhodné řetěz předimenzovat, i za cenu vyšších pořizovacích nákladů. To především z důvodu opotřebování článků třením o dno žlabu a také mechanickými účinky dopravovaného materiálu.

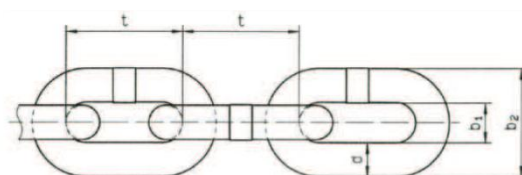
V této fázi výpočtu je volba řetězu předběžná.

Volba řetězu

Volím vysokopevnostní párovaný článkový řetěz pro důlní zařízení, dle normy DIN 22252, od německého výrobce THIELE. Základní katalogové hodnoty zvoleného řetězu jsou uvedeny v tab. 7.4.

Typ řetězu			
ŘETĚZ DIN 22252 – 42x146 – THD			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	THIELE	[mm]
Průměr drátu řetězu	d	42	[mm]
Rozteč článků	t	146	[mm]
Vnitřní šířka článku (min.)	b ₁	48	[mm]
Vnější šířka článku (max.)	b ₂	137	[mm]
Počet řetězů	n _R	2	[-]
Testovací síla řetězu	F _{Test}	1 660	[kN]
Síla na přetržení řetězu	F _B	2 220	[kN]
Metrová hmotnost řetězu	m _R	36,5	[kg·m ⁻¹]

Tab. 7.4 – Katalogové hodnoty zvoleného řetězu (18)



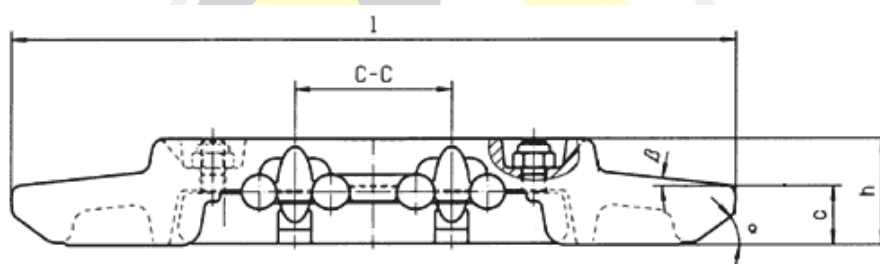
Obr. 7.2 – Rozměrové schéma řetězu (18)

Volba hřebľa

Stejně jako řetěz, volím i hřebľa od německého výrobce THIELE. To především z důvodu zaručené kompatibility obou prvků. Volím oboustranné kované hřeblo pro dva, centrálně uložené řetězy o velikosti 42x146. Šířka hřebľa je zvolena na základě vnitřní šířky dopravního žlabu. Hřeblo je složeno ze dvou částí tak, že je lze připevnit na řetěz bez nutnosti jeho přerušení. Základní katalogové hodnoty zvoleného hřebľa jsou uvedeny v tab. 7.5.

Typ hřebľa			
HŘEBLO JT/988/42/220			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	THIELE	[-]
Typ použitého řetězu	-	42x146	[-]
Vzdálenost řetězů	C-C	220	[mm]
Délka hřebľa	l	988	[mm]
Úhel sklonu spodní části hřebľa	α	48	[°]
Úhel sklonu horní části hřebľa	β	8	[°]
Výška hřebľa	h	126	[mm]
Výška boku hřebľa	c	70	[mm]
Hmotnost hřebľa	m_H	63	[kg]

Tab. 7.5 – Katalogové hodnoty zvoleného hřebľa (18)



Obr. 7.3 – Rozměrové schéma hřebľa (18)

Pro následné výpočty je nutné určit hmotnost řetězového pásma s hřebly m_P připadající na 1 metr délky, a to dle vztahu (7.3). Hřeblo bude vždy připevněno na každém šestém článku řetězu.

$$m_P = 2 \cdot m_R + \frac{m_H}{6 \cdot t} \quad (7.3)$$

$$m_P = 2 \cdot 36,5 + \frac{63}{6 \cdot 0,146} = 144,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

7.5 VÝPOČET CELKOVÉ OBVODOVÉ SÍLY NA ŘETĚZOVÉM BUBNU

Celková obvodová síla F na hnacím řetězovém bubnu hřeblového dopravníku se vypočítá jako součet sil potřebných k překonání odporů proti pohybu v jeho horní větvi F_h a spodní větvi F_s . Pro výpočet síly k překonání odporu horní větve hřeblového dopravníku je zapotřebí určit metrovou hmotnost dopravovaného materiálu m_Q . Ta se určí ze vztahu (7.4).

$$m_Q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (5) \tag{7.4}$$

$$m_Q = \frac{2000}{3,6 \cdot 1,3} = 427,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Síla potřebná k překonání odporů v horní větvi F_h

Síla potřebná k překonání odporů proti pohybu v horní větvi se počítá jako součet (při dovrchní dopravě), nebo jako rozdíl (při úpadní dopravě) vodorovné a svislé složky všech odporů působících proti pohybu. Výpočet síly pro překonání odporů v horní větvi je proveden dle vztahu (7.5). Důležitou veličinou při výpočtu odporu v horní větvi je součinitel odporu v horní větvi k_h . Tento součinitel také zahrnuje údaje o tření dopravovaného materiálu o žlab, řetězu s hřebly o žlab i vnitřní tření materiálu samotného. Určení součinitele k_h se provádí dle empirických vztahů a na základě dlouhodobých zkušeností s provozem hřeblových dopravníků. Na základě konzultace výpočtu, není součinitel odporu v horní větvi k_h počítán, ale je volen v souladu s hodnotou, používanou v praxi.

Volím součinitel odporu horní větve²: **$k_h = 0,35$**

Součinitel zakřivení tratě (příčně přemístitelná): **$\xi = 1,2$**

$$F_h = (m_P + m_Q) \cdot [k_h \cdot \cos(\alpha) \pm \sin(\alpha)] \cdot g \cdot L \cdot \xi \quad (4) \tag{7.5}$$

$$F_h = (144,92 + 427,35) \cdot [0,35 \cdot \cos(0) + \sin(0)] \cdot 9,81 \cdot 250 \cdot 1,2$$

$$F_h = 589\,264 \text{ N}$$

² Konzultace s odborníkem z praxe.

Síly potřebná k překonání odporů ve spodní větvi F_s

Tato síla F_s se určí obdobně, jako síla F_h , a to dle vztahu (7.6). Rozdíl je pouze v tom, že ve spodní větvi tohoto hřeblového dopravníku není dopravován materiál a tudíž odpor proti pohybu vytváří převážně tření řetězového pásma o žlab. Stejně jako v předešlém případě je nutné určit součinitel odporu ve spodní větvi k_s . Ten se určuje z empirických vztahů a naměřených hodnot. I součinitel k_s volím po konzultaci.

Volím součinitel odporu spodní větve³: **$k_s = 0,44$**

$$F_s = m_p \cdot [k_s \cdot \cos(\alpha) \pm \sin(\alpha)] \cdot g \cdot L \cdot \xi \quad (4) \quad (7.6)$$

$$F_s = 144,92 \cdot [0,44 \cdot \cos(0) - \sin(0)] \cdot 9,81 \cdot 250 \cdot 1,2$$

$$F_s = 187\,593\,N$$

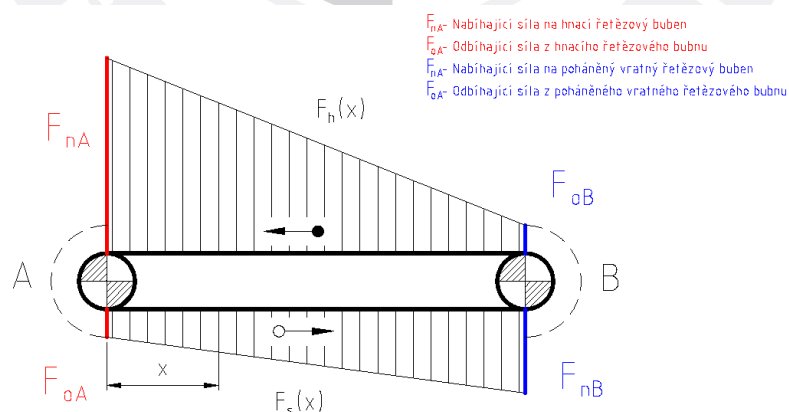
Celková obvodová síla F

Celková obvodová síla F potřebná pro překonání pohybových odporů se určí ze vztahu (7.7), a to prostým součtem sil F_h a F_s .

$$F = F_h + F_s \quad (4) \quad (7.7)$$

$$F = 589\,264 + 187\,593$$

$$F = 776\,857\,N$$



Obr. 7.4 – Průběh tažné síly u hřeblového dopravníku (4)

³ Konzultace s odborníkem z praxe.

7.6 VÝPOČET CHARAKTERISTICKÝCH SIL HŘEBLOVÉHO DOPRAVNÍKU

Jelikož není článkový řetěz schopen přenášet tlakové síly, ale pouze tahové, je zapotřebí vyvodit minimální tahovou sílu – předpětí řetězu. Předepnutí řetězu zaručí, že bude řetěz vždy namáhán tahem. Napínací síla se vyvodí pomocí napínacího zařízení hřeblového dopravníku, umístěného nejčastěji ve vratné stanici. Jelikož se řetěz postupem času prodlužuje, je důležité zajistit právě pomocí napínacího zařízení jeho předpětí.

Předpětí řetězu F_P

Vzhledem k velikosti obvodové síly F a dopravnímu množství Q uvažují pohon jak poháněcí, tak i vratné stanice porubového dopravníku. Pro tento případ se velikost předpětí řetězu F_P vypočítá ze vztahu (7.8).

$$F_P = \frac{1}{4} \cdot F \quad (4) \quad (7.8)$$

$$F_P = \frac{1}{4} \cdot 776\,857 = 194\,214 \text{ N}$$

Nabíhající síly na hnací F_{nA} a vratný řetězový buben F_{nB}

Na obr. 7.4 jsou znázorněny průběhy sil v horní a spodní větví hřeblového dopravníku, poháněného na obou koncích. Velikosti nabíhajících sil na hnací buben A (7.9) a na vratný buben B (7.10) jsou uvedeny v následujících vztazích.

$$F_{nA} = F_P + F_h \quad (4) \quad (7.9)$$

$$F_{nA} = 194\,214 + 589\,264 = 783\,478 \text{ N}$$

$$F_{nB} = F_P + F_s \quad (4) \quad (7.10)$$

$$F_{nB} = 194\,214 + 187\,593 = 381\,807 \text{ N}$$

7.7 VÝPOČET PŘÍKONU A VOLBA ELEKTROMOTORŮ

Celkový příkon hřeblového dopravníku P závisí především na obvodové síle F , rychlosti dopravníku v a účinnosti poháněcí stanice η . Pro samotný výpočet celkového příkonu elektromotorů dle vztahu (7.11) je nutné znát také součinitel bezpečnosti pohonu k_P , který zahrnuje přetížení, rozběh dopravníku, apod., a počítá s 20-ti % navýšením celkového příkonu. Dále je nutné znát celkovou účinnost poháněcí stanice η , která již zahrnuje účinnosti elektromotoru, spojky a převodovky.

Volím součinitel bezpečnosti pohonu⁴: **$k_P = 1,2$**

Účinnost poháněcí stanice: **$\eta = 0,765$**

$$P = k_P \cdot \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (4) \quad (7.11)$$

$$P = 1,2 \cdot \frac{776\,857 \cdot 1,3}{1000 \cdot 0,765} = 1584 \text{ kW}$$

Rozdělení příkonu mezi poháněcí a vratnou stanicí

Příkon lze rozdělit dvěma způsoby. Prvním způsobem je poháněcí stanice s instalovaným příkonem, nutným pro překonání pohybových odporů v horní větvi dopravníku. Na vratný buben je pak instalován příkon potřebný pro překonání pohybových odporů ve spodní větvi. Tato varianta je logická, nicméně v praxi nepoužívaná. Znamenalo by to použití motorů s různým příkonem, s rozdílnou velikostí a konstrukcí. Tedy, že by musely být také k dispozici náhradní díly pro všechny typy motorů. Druhý způsob rozdělení příkonu je rovnoměrně mezi poháněcí a vratnou stanicí. Příkon jednoho elektromotoru P_m je pak určen ze vztahu (7.12) kde n_e je počet elektromotorů.

Volím počet elektromotorů: **$n_e = 2$**

$$P_m = \frac{P}{n_e} \quad (7.12)$$

$$P_m = \frac{1584}{2} = 792 \text{ kW}$$

⁴ Konzultace s odborníkem z praxe.

Příkon jednoho elektromotoru je poměrně vysoký, proto je nutné zvolit výrobce, který je schopen takový motor vyrobit. Jelikož je v dole vyšší teplota a motor o výkonu přes 800 kW se značně zahřívá, volím elektromotor s vodním chlazením od britského výrobce ATB Morley. Základní parametry elektromotoru jsou uvedeny v následující tabulce 7.6.

Typ motoru			
ELEKTROMOTOR GXW69 – 855			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	ATB Morley	[-]
Výkon elektromotoru	P_M	855	[kW]
Otáčky elektromotoru	n_M	1 490	$[\text{min}^{-1}]$
Točivý moment elektromotoru	M_M	5 480	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
Počet fází elektromotoru	-	3	[-]
Napětí napájení elektromotoru	U_M	3 300	[V]
Frekvence	f_M	50	[Hz]
Hmotnost elektromotoru	m_M	4000	[kg]
Počet elektromotorů	n_e	2	[-]
Typ chlazení elektromotoru	-	vodní	[-]

Tab. 7.6 – Katalogové hodnoty zvoleného elektromotoru (11)

7.8 VÝPOČET ROZTEČNÉHO PRŮMĚRU ŘETĚZOVÉHO BUBNU

Výpočet roztečného průměru hnacího řetězového bubnu d_R je proveden v souladu s normou DIN 22256. Počet zubů z řetězového kola u hřeblového dopravníku se pohybuje nejčastěji v rozmezí 5 až 8. Průměr roztečné kružnice, který je potřebný pro následující výpočty, se vypočítá dle vztahu (7.13).

Volím počet zubů řetězového kola:

$z = 7$ zubů

$$d_R = \sqrt{\left[\frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2} \quad (1) \quad (7.13)$$

$$d_R = \sqrt{\left[\frac{0,146}{\sin\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2 + \left[\frac{0,042}{\cos\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2} = 0,658 \text{ m}$$

7.9 VOLBA PŘEVODOVKY

Volba typu převodovky a stejně tak jejího tvaru a velikosti má pro tuto práci podstatný význam. Jelikož uvažuji, že bude rám poháněcí stanice v jednom celku s rámem křížového přesypu, je nutné znát připojovací rozměry převodovky. V praxi je převodovka připojena přírubově k bočnici rámu poháněcí stanice. Tohoto řešení je využito i v mnou navrhovaném konstrukčním řešení.

Dopravní rychlost dopravníku je oproti otáčkám elektromotoru malá, což vynucuje použití převodovky s větším převodovým poměrem i_P . Je také zapotřebí přenést od pohonu velký točivý moment, respektive velkou tahovou sílu potřebnou pro dopravu odtěženého uhlí. Společně s požadavkem co nejmenších rozměrů je nejvhodnější použít převodovku planetovou, která si vedle převodovek čelních a kuželočelních vybudovala velmi silnou pozici při aplikaci do pohonů hřeblových dopravníků.

Před samotnou volbou typizované převodovky je však nutné dopočítat několik následujících údajů, jako jsou otáčky řetězového bubnu n_B , požadovaný převodový poměr i_{PP} nebo točivý moment na bubnu M_B .

Výpočet otáček řetězového bubnu n_B

Při výpočtu otáček řetězového bubnu n_B si určím nejprve úhlovou rychlost řetězového bubnu ω_B jako funkci rychlosti dopravníku v a roztečného průměru řetězového kola d_R , a to ze vztahu (7.14).

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v}{d_R} \quad (7.14)$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 1,3}{0,658} = 3,954 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Otáčky řetězového bubnu pak dostaneme přepočtem uhlové rychlosti dle vztahu (7.15).

$$n_B = \frac{\omega_B}{2 \cdot \pi} \quad (7.15)$$

$$n_B = \frac{3,95}{2 \cdot \pi} = 0,629 \text{ s}^{-1}$$

Výpočet požadovaného převodového poměru i_{PP}

Převodový poměr lze vypočítat několika způsoby jako např. poměrem vstupního a výstupního točivého momentu z převodovky, či obdobným poměrem otáček nebo úhlových rychlostí. V této fázi výpočtu je však nejvhodnější určení předběžného převodového poměru i_{PP} ze znalosti otáček motoru n_M a otáček řetězového bubnu n_B respektive jejich úhlových rychlostí. Vztah pro výpočet požadovaného převodového poměru i_{PP} je uveden v (7.15). Jelikož je katalogová hodnota otáček motoru n_M zadána v $[\text{min}^{-1}]$, je nutné ji převést na základní jednotky.

$$i_{PP} = \frac{n_M}{60 \cdot n_B} \quad (7.15)$$

$$i_{PP} = \frac{1490}{60 \cdot 0,629} = 39,48$$

V katalogu převodovek je nutné najít takovou převodovku, jejíž převodový poměr je nejbližší vypočtenému převodovému poměru i_{PP} .

Volím převodový poměr převodovky: **$i_P = 40$**

Volím planetovou převodovku německého výrobce EICKHOFF, která umožňuje kolmé uspořádání pohonu, tak jak je popsáno v kapitole 3.1 *Poháněcí stanice*. Konstrukce převodovky je uzpůsobena montáži na bočnici rámu poháněcí stanice, a to přírubově. Převodovka je osazena dutou hřídelí s evolventním drážkováním dle DIN 5480, což nejlépe umožňuje přenést velký točivý moment na hřídel řetězového bubnu. Katalogové hodnoty zvolené převodovky jsou uvedeny v následující tab. 7.7. Kontrola dopravovaného množství a dopravní rychlosti je provedena v kapitole 7.10.

Typ převodovky			
PŘEVODOVKA EP – 45			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	EICKHOFF	[-]
Převodový poměr převodovky	i_P	40	[-]
Max. točivý moment převodovky	M_{Pmax}	450 000	[N·m]
Max. přenositelný výkon pohonu	P_{Pmax}	870	[kW]
Hmotnost převodovky	m_{PR}	3 450	[kg]
Počet převodovek	n_{PR}	2	[-]
Typ převodovky	-	planetová	[-]
Připojení převodovky ze strany řetězového bubnu	-	Evolventní drážkování N 260x10x24 dle DIN 5480	[-]

Tab. 7.7 – Katalogové hodnoty zvolené převodovky (12)

Výpočet točivého momentu na hřídeli řetězového bubnu M_B

Točivý moment na hřídeli řetězového bubnu je nezbytné znát z několika důvodů. Při návrhu a pevnostním výpočtu hnací hřídele je točivý moment podstatnou složkou jejího zatěžování. Je také nezbytné zkontrolovat, zda je tento moment menší než je maximální přenositelný točivý moment převodovky. Výpočet točivého momentu na hřídeli řetězového bubnu M_B je proveden dle vztahu (7.16).

$$M_B = \frac{60 \cdot P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \cdot i_P \cdot \eta \quad (6) \quad (7.16)$$

$$M_B = \frac{60 \cdot 855\,000}{2 \cdot \pi \cdot 1490} \cdot 40 \cdot 0,765 = 167\,677 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Porovnáním hodnot momentu na hřídeli řetězového bubnu M_B a maximálního přenositelného momentu převodovky M_{Pmax} (z tab. 7.7) je patrné, že $M_B < M_{Pmax}$. Z toho plyne, že zvolená převodovka je schopna přenést potřebný točivý moment od elektromotoru na hnací řetězový buben.

7.10 KONTROLA DOPRAVNÍHO MNOŽSTVÍ

Zvolení typizované převodovky je vždy děláním kompromisu. Vždy je nutné zvolit převodovku s převodovým poměr co možná nejbližším k vypočtenému požadovanému převodovému poměru. Vzniká nebezpečí, že při velkém rozdílu mezi převodovými poměry nebude dopravník schopen materiál dopravit. Proto je vhodné zkontrolovat dopravní množství, s implementací skutečného převodového poměru převodovky.

Pro zjištění skutečného dopravního množství Q_S je zapotřebí vypočítat skutečnou rychlost dopravníku v_S respektive skutečnou rychlost dopravního toku materiálu Δv_S .

Výpočet skutečné dopravní rychlosti v_S

$$v_S = \frac{\pi \cdot n_M \cdot d_R}{60 \cdot i_P} \quad (7.17)$$

$$v_S = \frac{\pi \cdot 1490 \cdot 0,658}{60 \cdot 40} = 1,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet odchylky Δ_v od zvolené dopravní rychlosti v je uveden ve vztahu (7.18).

$$\Delta_v = \frac{v_S - v}{v_S} \cdot 100[\%] \quad (7.18)$$

$$\Delta_v = \frac{1,28 - 1,3}{1,28} \cdot 100[\%] = -1,37\%$$

Výpočet skutečného dopravního množství Q_S

Skutečná rychlost dopravního toku materiálu Δv_S je určena ze (7.19).

$$\Delta v_S = v_S - v_{DK} \quad (7.19)$$

$$\Delta v_S = 1,28 - \frac{16,6}{60} = 1,006 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečné dopravní množství Q_S se pak vypočítá dle vztahu (7.20).

$$Q_S = 3,6 \cdot S_V \cdot \Delta v_S \cdot \rho \cdot k_\varphi \quad (5) \quad (7.20)$$

$$Q_S = 3,6 \cdot 0,498 \cdot 1,006 \cdot 1260 \cdot 0,9 = 2\,046 \, t \cdot h^{-1}$$

Výpočet odchylky Δ_Q od zadaného dopravního množství Q je uveden ve vztahu (7.21).

$$\Delta_Q = \frac{Q_S - Q}{Q_S} \cdot 100[\%] \quad (7.21)$$

$$\Delta_Q = \frac{2046 - 2000}{2046} \cdot 100[\%] = 2,25 \, \%$$

Skutečná dopravní rychlost hřeblového dopravníku v_S bude nižší, než byla zvolena dopravní rychlost v , a to o 1,37%. Tato hodnota vyplývá z výpočtu dle vztahu (7.18). Diference je poměrně malá, takže bude mít na chod dopravníku minimální vliv.

Z vypočítané hodnoty skutečného dopravního množství Q_S dle (7.20) je patrné, že je tato hodnota vyšší než požadované dopravní množství. Odchylka od skutečného a požadovaného dopravního množství je dle (7.21) 2,55%. Odchylka dopravního množství by neměla přesáhnout $\pm 5\%$. Tato podmínka je tedy dodržena.

7.11 KONTROLA POHONU NA ROZBĚH

Po volbě pohonu je potřebné zkontrolovat elektromotor na rozběh dopravníku. Výpočet je proveden tak, že jsou odpory způsobené dopravou materiálu a mechanickými ztrátami redukovány na hřídel elektromotoru. Při využití hydraulické spojky se motor rozbíhá prakticky na prázdko, ale postupně přichází do záběru. Pro určení redukováného točivého momentu na hřídel elektromotoru M_{red} (7.22) je zapotřebí stanovit dobu rozběhu dopravníku t_R .

Volím dobu rozběhu dopravníku:

$$t_R = 10 \text{ s}$$

Volím účinnost elektromotoru:

$$\eta_e = 0,97$$

$$M_{red} = \frac{1}{n_e \cdot \eta_e \cdot i_p} \cdot 0,5 \cdot d_R \cdot \left[F + L \cdot (m_P + m_Q) \cdot \frac{v_S}{t_R} \right] \quad (6) \quad (7.22)$$

$$M_{red} = \frac{1}{2 \cdot 0,97 \cdot 40} \cdot 0,5 \cdot 0,658 \cdot \left[776\,857 + 250 \cdot (144,92 + 427,35) \cdot \frac{1,28}{10} \right]$$

$$M_{red} = 3\,369 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hodnota jmenovitého momentu M_M zvoleného elektromotoru je uvedena v tab. 7.6 a činí $M_M = 5\,480 \text{ N} \cdot \text{m}$. Při porovnání hodnot jmenovitého točivého momentu motoru M_M a redukováného momentu na hřídel elektromotoru je patrné, že $M_M < M_{red}$. Z toho vyplývá, že zvolený elektromotor je schopen bezpečně přenést požadovaný točivý moment při rozběhu hřeblového dopravníku.

7.12 VOLBA ROZBĚHOVÉ SPOJKY

Jak již bylo dříve napsáno, rozběh plně naloženého dopravníku je velmi problematickým úkonem zvláště pro motor. Proto je zapotřebí motoru při rozběhu ulehčit použitím vhodného typu rozběhového zařízení, popsaného v kapitole 3.1 *Poháněcí stanice*.

Pro ulehčení rozběhu tohoto dopravníku volím rozběhovou hydraulickou spojku, od německého specialisty v této oblasti, VOITH TURBO. Jedná se o spojku s řízeným plněním. Změnou objemu náplně spojky lze regulovat výstupní otáčky respektive točivý moment. Spojka je osazena přímo z výroby nosným krytem, který umožní po doplnění příruby připojení a nesení elektromotoru k převodovce. Hydraulická spojka umožňuje nasunutí na válcové konce hřídelí převodovky a elektromotoru, osazenými těsnými pery. Zvolená hydraulická spojka také obsahuje na straně převodovky pružnou spojku, která slouží pro zachytávání rázu od převodovky vlivem dynamických účinků přepravy materiálu. Pružná spojka tak chrání lopatková kola hydraulické spojky proti nežádoucímu mechanickému poškození vlivem těchto rázů.

Katalogové hodnoty zvolené hydraulické spojky jsou uvedeny v následující tab. 7.8.

Typ hydraulické spojky			
SPOJKA 562 DTP KWL2 - 1000			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	Voith Turbo	[-]
Rozmezí pracovního tlaku	Δp	2 180 – 2 750	[bar]
Připojovací průměr válcového konce hřídele na straně elektromotoru	d_M	160 H7	[mm]
Připojovací průměr válcového konce hřídele na straně převodovky	d_P	120 H7	[mm]
Hmotnost spojky	m_S	2 100	[kg]
Počet spojek	n_S	2	[-]
Typ spojky	-	hydraulická	[-]
Způsob plnění spojky	-	řízené	[-]

Tab. 7.8 – Katalogové hodnoty zvolené hydraulické spojky (13)

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V kapitole 8 jsou provedeny návrhové a pevnostní výpočty vybraných součástí. Je zde proveden pevnostní výpočet dopravního řetězu, který byl předběžně zvolen v kapitole 7.4. Dále je proveden návrhový a pevnostní výpočet hřídele hnacího řetězového bubnu. Hnací hřídel není součástí výrobní výkresové dokumentace této diplomové práce, ale pro požadovaný výkres sestavy hnacího řetězového bubnu je nezbytné znát jeho přesné rozměry, a tudíž je nutné vhodně nadimenzovat hnací hřídel na základě statických a dynamických výpočtů, uvedených v následujících kapitolách.

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Dopravní řetěz hřeblového dopravníku je jedna z nejvíce namáhaných součástí. Je nutné vhodným dimenzováním nejen zajistit přenos tažné síly od pohonu na dopravu materiálu, ale i potřebou životnost. Z ekonomického hlediska by se mohlo zdát nejvhodnější použít co největší řetěz, tak aby byla zaručena jeho dlouhodobá životnost a spolehlivost dopravy. Z technického hlediska by to však znamenalo vlivem vyšších pohybových odporů, vzniklých vyšší hmotností řetězu, nárůst potřebného celkového výkonu, a tím použití výkonnějších částí pohonu. Vždy je nutné najít co nejlepší kompromis mezi cenou zařízení a jeho životností a uzpůsobit všechny části dopravníku snadné výměně v případě poruchy.

Namáhání řetězu hřeblového dopravníku lze rozdělit do dvou složek. Řetěz je bezpochyby namáhán statickou složkou celkové síly, vyvozenou silou potřebnou pro překonání pohybových odporů při dopravě materiálu a také od předpětí v řetězu. Tato síla byla již vyčíslena, a to v kapitole 7.6. Druhou složkou celkové síly, zatěžující řetěz, je složka dynamická. Tato složka nemá konstantní velikost. Její hodnota se mění v čase vždy tak, když řetěz nabíhá a odbíhá na či ze zubu řetězového kola. Tímto dochází k zvyšování a snižování rychlosti řetězu, respektive zrychlení, a tím i ke kolísání tahu v řetězu. Z výše uvedeného textu vyplývá, že je proto nezbytné určit maximální velikost dynamické složky síly pro zjištění celkového zatížení dopravního řetězu.

Statická složka celkového zatížení řetězu

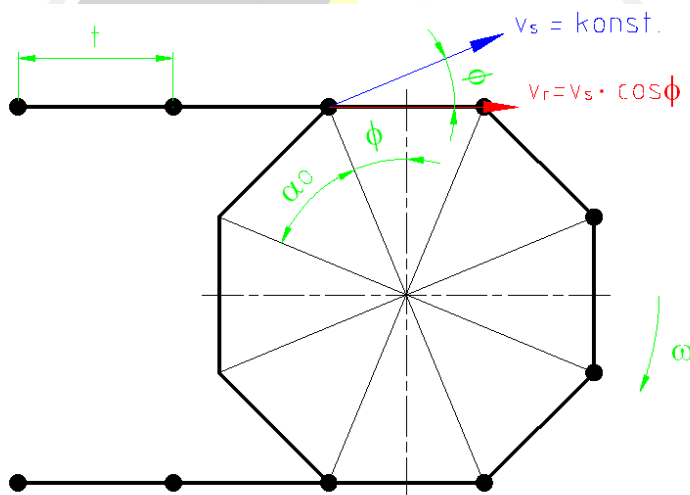
Jak již bylo popsáno ve výše uvedeném textu, statická složka celkového zatížení řetězu byla vypočtena v kapitole 7.6. Výpočet ukázal, že nejvyšší hodnota statické síly připadá na nabíhací sílu na hnacím řetězovém bubnu F_{nA} (v blízkosti výsypu dopravníku), určené ze vztahu (7.9).

Velikost statické složky zatížení řetězu:

$$F_{nA} = 783\,478 \text{ N}$$

Dynamická složka celkového zatížení řetězu

Dynamické namáhání řetězu je způsobeno náběhem článků řetězu na zuby řetězového kola. Tento jev se nazývá *polygonový efekt*. Při něm dochází k rázům do řetězu z důvodu měnící se rychlosti řetězu v_r , která je funkcí úhlu natočení řetězového kola ϕ . Rychlost otáčení řetězového bubnu v_s je však konstantní. Rychlostní poměry na řetězovém bubnu jsou zobrazeny na obr. 8.1.



Obr. 8.1 – Rychlostní poměry na řetězovém bubnu (4)

Hodnoty rychlosti dopravy v_s a rozteče řetězu t jsou známy již z předchozích výpočtů. Pro shrnutí, názornost a přehlednost výpočtu jsou tyto hodnoty znovu uvedeny níže pod odstavcem.

Skutečná rychlost dopravníku (kapitola 7.10):

$$v_s = 1,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rozteč řetězu (kapitola 7.4):

$$t = 146 \text{ mm}$$

Výpočet úhlu natočení řetězového kola α_0

Úhel natočení α_0 je výhradně funkcí počtu zubů řetězového kola z . Tento je znám z kapitoly 7.8. Určení úhlu natočení α_0 je provedeno dle vztahu (8.1).

Počet zubů řetězového kola:

$z = 7$ zubů

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{z} \quad (8.1)$$

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{7} = 51,43^\circ$$

Výpočet rychlosti řetězu v_r jako funkce úhlu natočení ϕ

Obvodová rychlost řetězového bubnu v_S lze vyjádřit výrazem pro úhlovou rychlost řetězového bubnu ω , a to dle vztahu (8.2).

$$v_S = \frac{d_R}{2} \cdot \omega \quad (8.2)$$

Pulzující rychlost řetězu v_r vyplývající z obr. 8.1 je pak možné vypočíst dle vztahu (8.3).

$$v_r = v_S \cdot \cos(\varphi) \quad (5) \quad (8.3)$$

Velikost rychlosti řetězu v_r se mění dle natočení řetězového bubnu v intervalu $\phi \in \langle -\alpha_0/2; 0; \alpha_0/2 \rangle$.

$$\varphi = -\frac{\alpha_0}{2}: \quad v_r = v_S \cdot \cos\left(-\frac{\alpha_0}{2}\right)$$

$$v_r = 1,28 \cdot \cos\left(-\frac{51,43^\circ}{2}\right) = 1,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Maximální hodnota rychlosti nabývá při natočení $\phi = 0^\circ$ a je rovna v_S .

$$\varphi = 0^\circ: \quad v_r = v_S \cdot \cos(0^\circ)$$

$$v_r = 1,28 \cdot \cos(0^\circ) = 1,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\varphi = \frac{\alpha_0}{2}: \quad v_r = v_s \cdot \cos\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)$$

$$v_r = 1,28 \cdot \cos\left(\frac{51,43^\circ}{2}\right) = 1,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet zrychlení řetězu a_r jako funkce úhlu natočení ϕ

Maximální zrychlení působící při otáčení na řetěz je jednou z veličin dynamické složky zatěžující síly řetězu. Sloučením vztahů (8.2) a (8.3) vznikne vztah (8.4).

$$v_r = \frac{d_R}{2} \cdot \omega \cdot \cos(\varphi) \quad (5) \quad (8.4)$$

Zrychlení je pak derivace rychlosti řetězu (8.4) dle času. Úpravou vznikne následující vztah (8.5).

$$a_r = -\frac{2}{d_R} \cdot v_s^2 \cdot \sin(\varphi) \quad (5) \quad (8.5)$$

Velikost zrychlení řetězu a_r kolísá stejně jako rychlost v_r dle natočení řetězového bubnu v intervalu $\phi \in \langle -\alpha_0/2; 0; \alpha_0/2 \rangle$.

$$\varphi = -\frac{\alpha_0}{2}: \quad a_r = -\frac{2}{d_R} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(-\frac{\alpha_0}{2}\right)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,658} \cdot 1,28^2 \cdot \sin\left(-\frac{51,43}{2}\right) = 2,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varphi = 0^\circ: \quad a_r = -\frac{2}{d_R} \cdot v_s^2 \cdot \sin(0^\circ)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,658} \cdot 1,28^2 \cdot \sin(0^\circ) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varphi = \frac{\alpha_0}{2}: \quad a_r = -\frac{2}{d_R} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,658} \cdot 1,28^2 \cdot \sin\left(\frac{51,43}{2}\right) = -2,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že maximální hodnota zrychlení řetězu a_{rMAX} nabývá své hodnoty při natočení řetězového bubnu o $-\alpha_0/2$.

Maximální zrychlení řetězu:

$$a_{rMAX} = 2,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

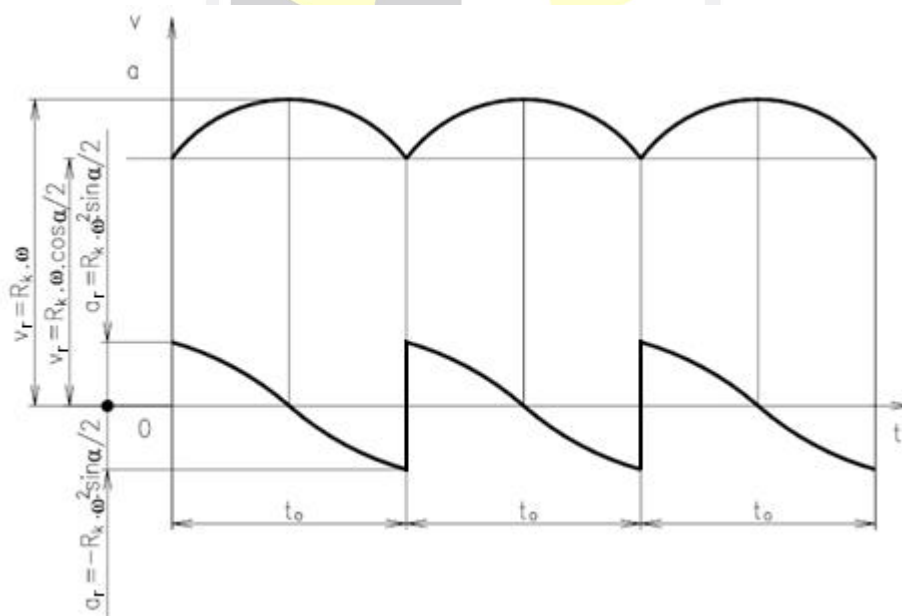
Výpočet periody t_0 změny úhlu natočení ϕ

Perioda t_0 určuje, v jakém časovém úseku se mění rychlost a zrychlení řetězu. Tato perioda t_0 je tedy logicky funkcí otáček řetězového bubnu a jeho počtu zubů. Výpočet periody t_0 je dle vztahu (8.6).

$$t_0 = \frac{i_P}{z \cdot n_M} \quad (5) \quad (8.6)$$

$$t_0 = \frac{60 \cdot 40}{7 \cdot 1490} = 0,23 \text{ s}$$

Schematické znázornění časových průběhů zrychlení a rychlosti řetězu je vyobrazeno na obr. 8.2.



Obr. 8.2 – Průběh rychlostí a zrychlení v čase při působení polygonového efektu na řetězovém kole (5)

Výpočet redukované hmotnosti zrychlovaných hmot m_{red}

Hmotnost zrychlovaných či zpomalovaných hmot ovlivňuje značně celkovou velikost dynamické složky zatěžující síly řetězu. Je zapotřebí brát v úvahu jak hmotnost řetězového pásma s hřebly, tak i hmotnost urychlovaného materiálu. Pro výpočet redukované hmotnosti zrychlovaných hmot m_{red} je zapotřebí znát hodnoty dvou součinitelů - pružnosti řetězu k_{PR} a korekčního součinitele C_k , který je funkcí délky dopravníku L . Výpočet redukované hmotnosti zrychlovaných hmot m_{red} je určen ze vztahu (8.7).

Pro délku dopravníku $L > 60m^5$:

$$C_k = 1$$

Součinitel pružnosti řetězu⁶:

$$k_{PR} = 1,5$$

$$m_{red} = (m_R \cdot n_R \cdot k_{PR} + \frac{m_H}{3,6 \cdot t} + \frac{Q}{3,6 \cdot v_s} \cdot C_k) \cdot L \quad (8.7)$$

$$m_{red} = \left(36,5 \cdot 2 \cdot 1,5 + \frac{63}{6 \cdot 0,146} + \frac{2000}{3,6 \cdot 1,28} \cdot 1 \right) \cdot 250$$

$$m_{red} = 153\,654\,kg$$

Výpočet dynamické složky F_D celkového zatížení řetězu

Dynamická složka celkového zatížení se vypočítá dle vztahu (8.8), a to jako součin redukované hmotnosti zrychlovaných hmot m_{red} a maximálního zrychlení řetězu a_{rMAX} .

$$F_D = 3 \cdot m_{red} \cdot a_{rMAX} \quad (5) \quad (8.8)$$

$$F_D = 3 \cdot 153\,654 \cdot 2,17$$

$$F_D = 1\,000\,540\,N$$

Velikost dynamické složky F_D celkového zatížení řetězu je značná, převyšující i statickou složku. V reálném provozu je však tato složka menší, hovoří se o působení pouze 1/3 dynamické síly.

⁵ Konzultace s vedoucím diplomové práce.

⁶ Konzultace s odborníkem z praxe.

Celkového zatížení řetězu F_{MAX}

Celkové zatížení řetězu F_{MAX} je pak prostým součtem statické složky F_{nA} a dynamické složky F_D a je určené dle vztahu (8.9). Síla F_{MAX} je pak rozhodující při porovnání se silou proti přetržení řetězu, udávanou výrobcem.

$$F_{MAX} = F_{nA} + F_D \quad (5) \quad (8.9)$$

$$F_{MAX} = 783\,478 + 1\,000\,540$$

$$F_{MAX} = 1\,784\,018\,N$$

Kontrola řetězu proti přetržení

Kontrola řetězu proti přetržení je provedena dle vztahu (8.10). Kontrola řetězu je funkcí celkového zatížení řetězu F_{MAX} , bezpečnosti k a součinitele počtu řetězů k_i .

Při pevnostních kontrolách jakýkoliv součástí je nezbytné dodržet předepsanou bezpečnost a logicky řetěz hřeblového dopravníku není výjimkou. Bezpečnost běžně užívaná v těchto případech je trojnásobná. Při kontrole tohoto řetězu je však použita bezpečnost proti přetržení řetězu pouze dvojnásobná. Vysvětlení a odvození této skutečnosti je provedeno v kapitole 8.2.

Síla potřebná k přetržení řetězu (viz tab. 7.4): **$F_B = 2\,220\,kN$**

Bezpečnost proti přetržení řetězu (kap. 8.2): **$k = 2$**

Součinitel počtu řetězů pro $n_R = 2$ (5): **$k_i = 2$**

$$\frac{F_{MAX} \cdot k}{k_i} \leq F_B \quad (5) \quad (8.10)$$

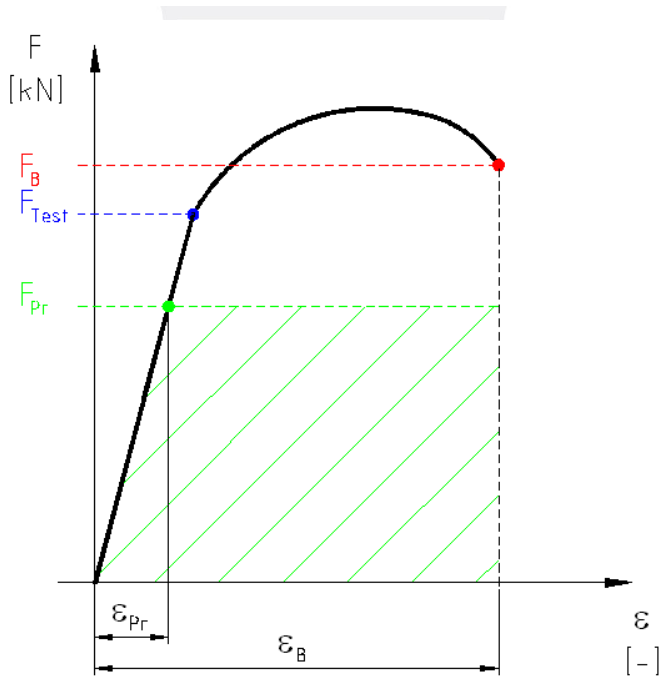
$$\frac{1\,784\,018 \cdot 2}{2} < 2\,220\,000\,N$$

Z výše uvedeného výpočtu je patrné, že celková síla je menší, než síla potřebná k přetržení řetězu. Z toho plyne, že řetěz **ŘETĚZ DIN 22252 – 42x146 – THD**, předběžně zvolený v kapitole 7.4, vyhovuje.

8.2 ODVOZENÍ BEZPEČNOSTI PROTI PŘETRŽENÍ ŘETĚZU

Literatura (4) uvádí součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu $k = 3$. Moderní přístupy ověřené v praxi však dovolují snížit tuto hodnotu na $k = 2$, a to především na základě následujícího odvození a vysvětlení.

Na obr. 8.3 je vyobrazen tahový diagram článkového řetězu. Každý výrobce udává dvě směrodatné hodnoty zatěžujících sil řetězu. První z nich je síla F_B , při které se řetěz přetrhne. Druhá udávaná síla je pak síla F_{Test} . Tedy síla, při které jsou prováděny běžné zkoušky na řetězu. Až do této síly by měla být charakteristika tahu řetězu lineární a tím pádem řídicí se Hookovým zákonem. Je tedy jasné, že všechny deformace by měli do síly F_{Test} být elastické, tedy vratné.



Obr. 8.3 – Tahový diagram článkového řetězu⁷

Hodnoty sil F_{Test} a F_B zvoleného řetězu jsou uvedeny v kapitole 7.4, tab. 7.4. Pro názornost jsou však uvedeny níže.

Síla potřebná k přetržení řetězu:

$$F_B = 2\,220 \text{ kN}$$

Testovací síla řetězu:

$$F_{Test} = 1\,660 \text{ kN}$$

⁷ Konzultace s odborníkem z praxe.

V praxi je uvažováno, že maximální zatížení řetězu F_{Pr} je 70% z testovací síly řetězu F_{Test} . Tuto závislost lze vyjádřit vztahem (8.11).

$$F_{Pr} = 0,7 \cdot F_{Test} \quad ^8 \quad (8.11)$$

$$F_{Pr} = 0,7 \cdot 1\,660 = 1\,162 \text{ kN}$$

Výsledná bezpečnost proti přetržení řetězu k se poté rovná podílu síly potřebné k přetržení řetězu F_B a síly provozní F_{Pr} (maximálnímu zatížení řetězu). Vztah pro výpočet výsledné bezpečnosti je uveden v (8.12).

$$k = \frac{F_B}{F_{Pr}} \quad ^8 \quad (8.12)$$

$$k = \frac{2\,220}{1\,162} = 1,91$$

Z výše uvedeného vztahu (8.11) je jasné, že výsledek je na straně bezpečnosti, protože uvažujeme snížení maximální síly v řetězu o 30% oproti jeho zkušební síle.

Výsledná bezpečnost, určená podle vztahu (8.12), vyšla $k = 1,91$. Je tedy patrné, a to i z obr. 8.3, že jako dostatečné je použití dvojnásobné bezpečnosti proti přetržení řetězu, na místo běžně v literatuře užívané trojnásobné bezpečnosti.

Toto zjištění mě vedlo k aplikaci v praxi ověřené teorie snížení minimální bezpečnosti proti přetržení řetězu při jeho pevnostní kontrole, provedené v kapitole 8.1.

⁸ Konzultace s odborníkem z praxe.

8.3 ROZMĚROVÝ NÁVRH HŘÍDELE HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO BUBNU

Jako jeden z výstupů této diplomové práce je výkres sestavy hnacího řetězového bubnu. Pro určení jeho vnitřních rozměrů je podstatné znát také hlavní rozměry hnacího hřídele.

Hnací hřídel řetězového bubnu slouží k přenosu točivého momentu M_B z pohonu na dopravní řetěz, respektive na dopravovaný materiál. Z toho je jasné, že hřídel je namáhána krutem od točivého momentu M_B a také ohybem od tažné síly, vyvozené dopravou materiálu.

Pro správné nadimenzování hnací hřídele řetězového bubnu hřeblového dopravníku je zapotřebí určit minimální průměr válcového konce hřídele d_{min} . Jako nejvhodnější pro toto je užití podmínky dovoleného napětí v krutu τ_{DK} , dle vztahu (8.13).

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \quad (8.13)$$

Pro určení dovoleného napětí v krutu je zapotřebí znát materiál hřídele. Jelikož bude hřídel velmi namáhán, volím vysoce legovanou ocel třídy 16. Parametry zvolené oceli jsou uvedeny v tab. 8.1.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Označení oceli	-	34CrNiMo6	[-]
Mez pevnosti	R_m	900	[MPa]
Mez kluzu	R_e	600	[MPa]

Tab. 8.1 – Parametry zvolené oceli (21)

Literatura (7) uvádí vztah pro výpočet dovoleného napětí v krutu τ_{DK} následovně v (8.14). Je však nutné znát součinitel snížení napětí dle druhu zatížení c_{II} a bezpečnost k_X .

Součinitel snížení napětí pro střídavé namáhání (10): $c_{II} = 0,45$

Bezpečnost pro ocel (10):

$$k_X = 2$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot R_m}{k_X} \cdot c_{II} \quad (7) \quad (8.14)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot 900}{2} \cdot 0,45 = 72,9 \text{ MPa}$$

Vztah (8.13) je možno rozepsat následovně.

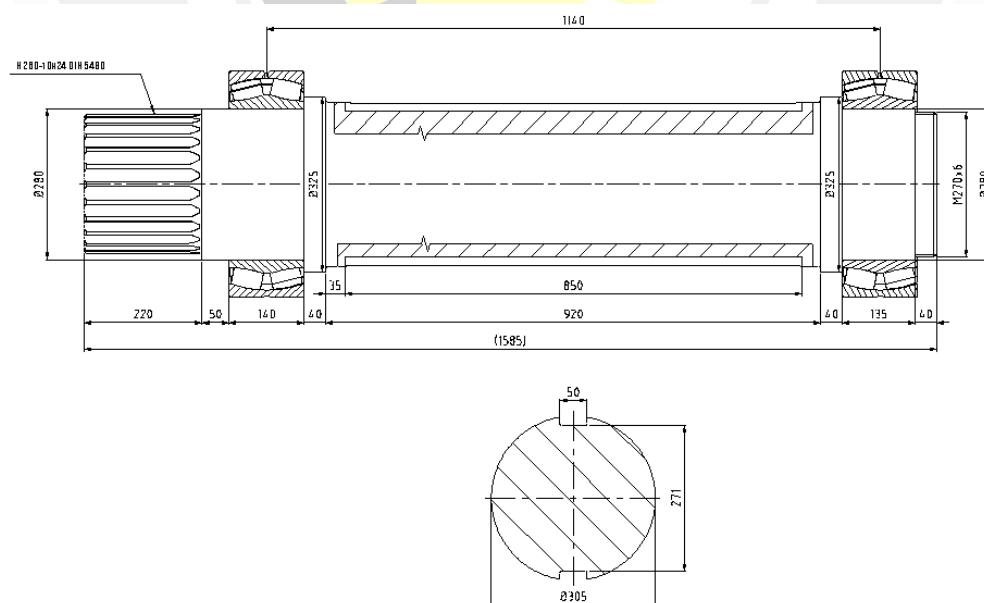
$$\tau_K = \frac{M_B}{W_K} \quad (7) \quad (8.15)$$

Minimální průměr válcového konce hřídele d_{min} se určí sloučením a úpravou vztahů (8.13) a (8.15). Výsledný vztah pro minimální průměr válcového konce hřídele d_{min} je určen dle vztahu (8.16). Točivý moment M_B působící na hnací hřídel řetězového bubnu, byl určen v kapitole 7.9.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (7) \quad (8.16)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 167\,677 \cdot 10^3}{\pi \cdot 72,9}} = 227 \text{ mm}$$

Jelikož je zvolená převodovka EICKHOFF EP – 45 zakončena na straně řetězového bubnu dutým hřídelem s evolventním drážkováním N 260-10x24 dle DIN 5480, volím průměr válcového konce a odstupňování hřídele v závislosti na této skutečnosti.



Obr. 8.4 – Rozměrový náčrt hřídele hnacího řetězového bubnu

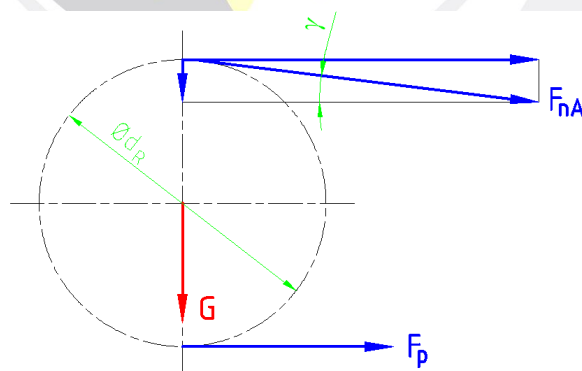
8.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO BUBNU

Hřídel hnacího řetězového bubnu hřeblového dopravníku je v tomto případě namáhána ohybem od tažné síly v řetězu a hmotnosti řetězového bubnu, a krutem od přenosu točivého momentu z pohonu na hnací buben.

Pevnostní kontrolu je možné provést ze dvou pohledů. První z nich je statická pevnostní kontrola, která uvažuje hřídel jako nosník na dvou podporách, zatížený působícími silami a momenty. Druhý typ kontroly je dynamická kontrola, která pohlíží na zjištění maximálního napětí v hřídeli jako v reálné součásti tedy i s konstrukčními vruby. V obou případech je nutné vytipovat kritické průřezy hřídele a v nich provést kontrolu požadované bezpečnosti.

Výpočet zatěžující síly hřídele F_{Hmax}

Hnací hřídel řetězového bubnu hřeblového dopravníku je zatěžována několika silami. V první řadě je to maximální síla v řetězu zahrnující statickou a část dynamické složky celkového zatížení a také napínací sílu řetězu. Toto zatížení působí v rovině pohybu dopravního materiálu. Druhé zatížení, působící ve směru gravitačního zrychlení, je způsobené vlastní tíhou řetězového bubnu, hřídele a části řetězového pásma s hřebly, spočívající vždy v daném okamžiku na řetězovém bubnu. Silová bilance na řetězovém bubnu je schematicky zobrazena na obr. 8.5.



Obr. 8.5 – Silová bilance na řetězovém bubnu

Úhel sklonu nabíhací síly F_{nA} :⁹

$$\gamma = 7^\circ$$

⁹ Plyne z konstrukčního řešení křížového rámu

Pro shrnutí je vhodné připomenout síly, působící na buben, které již byly stanoveny v předchozích fázích výpočtu.

<i>Předpětí řetězu (kap. 7.6):</i>	$F_P = 194\,214\text{ N}$
<i>Nabíhací síla na řetězovém bubnu (kap. 7.6):</i>	$F_{nA} = 783\,478\text{ N}$
<i>Dynamická síla působící na řetěz (kap. 8.1):</i>	$F_D = 1\,000\,540\text{ N}$

Pro určení zatěžující síly od vlastní hmotnosti řetězového bubnu a hřídele, byla jejich hmotnost určena z 3D modelů, vytvořených pomocí programu Autodesk INVENTOR.

<i>Hmotnost hnacího řetězového bubnu:</i>	$m_B = 1085\text{ kg}$
<i>Hmotnost hřídele:</i>	$m_{HR} = 828\text{ kg}$

Síla F_X , působící ve vodorovném směru, je určena dle vztahu (8.17). Je součtem cosinové složky nabíhací síly F_{nA} , předpětí řetězu F_P a dynamické síly F_D . V běžné praxi se pro provedení pevnostní kontroly hřídele nepoužívá celá velikost dynamické zatěžující složky, ale tato je snížena na třetinu původní velikosti. Tento poznatek je přenesen do následujícího výpočtu.

$$F_X = F_{nA} \cdot \cos(\gamma) + \frac{1}{3} \cdot F_D + F_P \quad (8.17)$$

$$F_X = 783\,478 \cdot \cos(7) + \frac{1}{3} \cdot 1\,000\,540 + 194\,214$$

$$F_X = 1\,305\,365\text{ N}$$

Tíhová síla F_Y , působící ve směru gravitačního zrychlení, je pak součtem vlastní tíhy řetězového bubnu m_B , sinové složky nabíhací síly F_{nA} , vlastní hmotnosti hřídele m_{HR} a tíhy části řetězového pásma s hřebly m_P , které vždy spočívají na řetězovém bubnu. Určení síly F_Y je provedeno dle vztahu (8.18).

$$F_Y = F_{nA} \cdot \sin(\gamma) + \left(m_{HR} + m_B + m_P \cdot \frac{\pi \cdot d_R}{2} \right) \cdot g \quad (8.18)$$

$$F_Y = 783\,478 \cdot \sin(7) + \left(828 + 1085 + 144,92 \cdot \frac{\pi \cdot 0,658}{2}\right) \cdot 9,81$$

$$F_Y = 115\,718\,N$$

Jelikož působí síly ve dvou vzájemně kolmých rovinách, pro určení výsledné síly je nutné použít vektorový součet obou složek zatěžujících sil F_X a F_Y , a to dle vztahu (8.19).

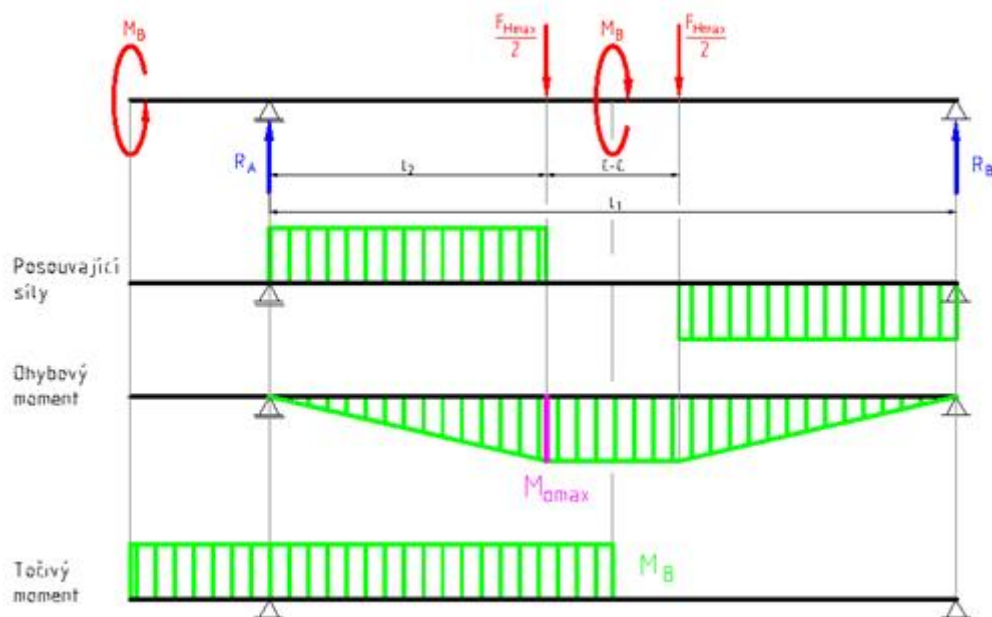
$$F_{Hmax} = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (8.19)$$

$$F_{Hmax} = \sqrt{1\,305\,365^2 + 115\,718^2}$$

$$F_{Hmax} = 1\,310\,484\,N$$

Průběhy zatěžujících sil a momentů na hřídeli

Uvažuji, že maximální síla F_{Hmax} působící na hnací hřídel je rozložena rovnoměrně pod obě řetězová kola řetězového bubnu tak, jak je to patrné z obr. 8.6.



Obr. 8.6 – Průběhy zatěžujících sil a momentů na hnací hřídeli

Výpočet reakcí v ložiskách

Z obr. 8.6 je patrné, že působí síla F_{Hmax} leží symetricky mezi ložisky. Z toho plyne, že reakce R_A a R_B budou stejně velké.

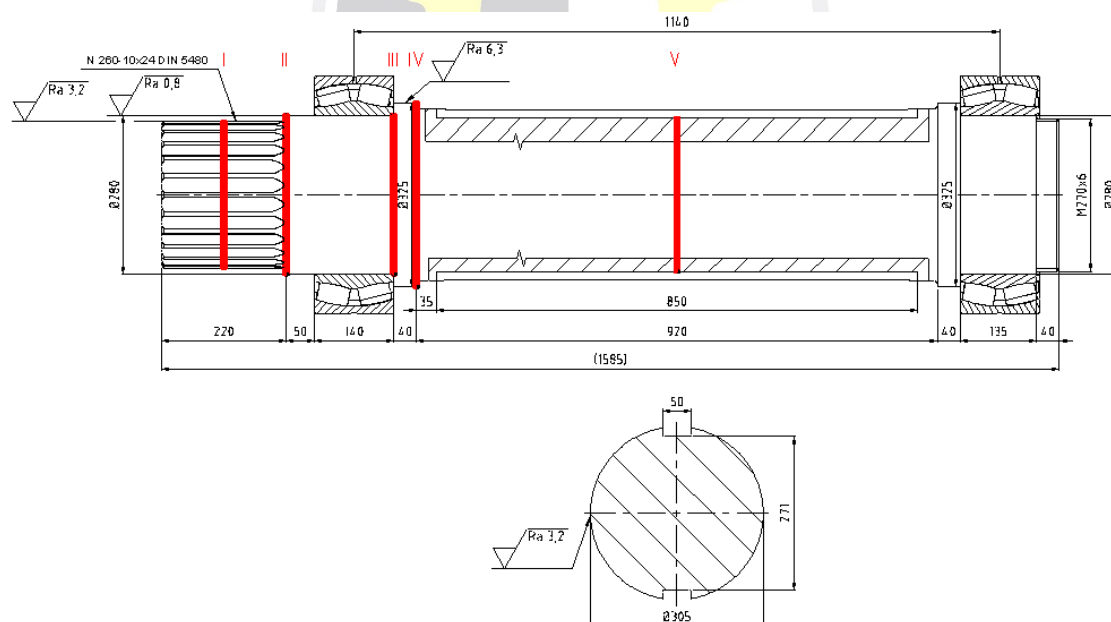
$$R_A = R_B = \frac{F_{Hmax}}{2} \quad (8.20)$$

$$R_A = R_B = \frac{1\,310\,484}{2}$$

$$R_A = R_B = 655\,242\,N$$

Statická kontrola hřídele

Pevnostní kontrolu hřídele z hlediska statické bezpečnosti je potřeba provést zejména v kritickém průřezu, který bývá v blízkosti největšího ohybového momentu M_{Omax} . V praxi je však běžnější vytipování více průřezů na hřídeli, ve kterých se pak kontrola bezpečnosti provede. Na obr. 8.7 je znázorněn rozměrový náčrt hnací hřídele řetězového bubnu hřeblového dopravníku, s červenou barvou vyznačenými průřezy, podrobenými statické kontrole.



Obr. 8.7 – Rozměrový náčrt hnací hřídele s vyznačenými průřezy

Jelikož by rozepisování výpočtů statické bezpečnosti bylo velmi zdlouhavé, proto je uveden vzorový výpočet statické bezpečnosti v průřezu III, a to z důvodu vzájemného působení ohybu a krutu právě v tomto průřezu. Nutno podotknout, že stejný typ namáhání se objevuje v průřezích IV a V. Naopak v průřezích I a II je hřídel namáhána pouze krutem od točivého momentu M_B . Výčet neznámých veličin zahrnutých v následujících výpočtech je uveden pod tímto odstavcem.

Průměr hřídele v průřezu III: $d_{(III)} = 280 \text{ mm}$

Rameno ohybového momentu průřezu III (obr. 8.7): $L_{(III)} = 70 \text{ mm}$

Výpočet ohybového momentu v průřezu III

Ohybový moment působící v průřezu III je dán součinem reakce R_A , působící v levém ložisku, a vzdáleností $L_{(III)}$ průřezu III od tohoto ložiska. Matematicky tuto rovnici vyjadřuje následující vztah (8.21).

$$M_{O(III)} = R_A \cdot L_{(III)} \quad (7) \quad (8.21)$$

$$M_{O(III)} = 655\,242 \cdot 0,07$$

$$M_{O(III)} = 45\,866,94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet ohybového napětí v průřezu III

Určení ohybového napětí je provedeno dle vztahu (8.22). Pro získání výsledné hodnoty v jednotkách [MPa] je přímo dosazen ohybový moment v [N·mm] a průměr v [mm].

$$\sigma_{O(III)} = \frac{32 \cdot M_{O(III)}}{\pi \cdot d_{2(III)}^3} \quad (7) \quad (8.22)$$

$$\sigma_{O(III)} = \frac{32 \cdot 45\,866,94 \cdot 10^3}{\pi \cdot 280^3}$$

$$\sigma_{O(III)} = 21,3 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí v krutu v průřezu III

Krut hřídele je způsoben výstupním točivým momentem M_B z převodovky. Napětí v krutu v průřezu III je poté určeno dle vztahu (8.23). Stejně jako ve výpočtu ohybového napětí jsou jednotlivé veličiny dosazeny tak, aby výsledné napětí vyšlo v [MPa].

$$\tau_{K(III)} = \frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot d_{2(III)}^3} \quad (7) \quad (8.23)$$

$$\tau_{K(III)} = \frac{16 \cdot 167\,677 \cdot 10^3}{\pi \cdot 280^3}$$

$$\tau_{K(III)} = 38,9 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí v průřezu III

Vlivem současného působení ohybového a krutového napětí v průřezu III je nutné určit redukované napětí $\sigma_{red(III)}$. Pro určení redukovaného napětí v průřezu III je užito hypotézy HMM (8.24).

$$\sigma_{red(III)} = \sqrt{\sigma_{O(III)}^2 + 3 \cdot \tau_{K(III)}^2} \quad (7) \quad (8.24)$$

$$\sigma_{red(III)} = \sqrt{21,3^2 + 3 \cdot 38,9^2}$$

$$\sigma_{red(III)} = 70,7 \text{ MPa}$$

Výpočet statické bezpečnosti v průřezu III

Statická bezpečnost se určí podílem meze kluzu materiálu hnací hřídele R_e (tab. 8.1) a redukovaného napětí $\sigma_{red(III)}$. Tato závislost je uvedena ve výpočetním vztahu (8.25).

$$k_{S(III)} = \frac{R_e}{\sigma_{red(III)}} \quad (7) \quad (8.25)$$

$$k_{S(III)} = \frac{600}{70,7} = 8,49$$

V kapitole 8.3 je uvedeno, že minimální statická bezpečnost $k_x = 2$. Porovnání minimální bezpečnosti k_x a statické bezpečnosti $k_{S(III)}$ v průřezu III lze velmi snadno dojít k závěru, že $k_x < k_{S(III)}$, a proto hřídel ze statického hlediska v tomto místě vyhovuje.

Výsledky statické pevnostní kontroly ve zbylých průřezích jsou přehledně uvedeny v následující tab. 8.2.

Název	Značka	Jednotka	Průřez				
			I.	II.	III.	IV.	V.
Způsob namáhání	-	[-]	KRUT		KRUT + OHYB		
Průměr hřídele	$d_{2(i)}$	[m]	0,238	0,258	0,280	0,305	0,271
Rameno ohyb. momentu	$L_{(i)}$	[m]	0	0	0,07	0,11	0,57
Ohybový moment	$M_{O(i)}$	[kN·m]	0	0	45,867	72,077	373,488
Točivý moment	M_B	[kN·m]	167,677				
Napětí v ohybu	$\sigma_{O(i)}$	[MPa]	0	0	21,3	25,9	191,1
Napětí v krutu	$\tau_{K(i)}$	[MPa]	63,3	49,7	38,9	30,1	42,9
Redukované napětí	$\sigma_{red(i)}$	[MPa]	-	-	70,7	58,2	205,1
Statická bezpečnost	$k_{S(i)}$	[-]	9,47	12,07	8,49	10,31	2,93

Tab. 8.2 – Vypočtené hodnoty v jednotlivých průřezích

Z výsledků uvedených v tab. 8.2 je patrné, že statická bezpečnost ve všech průřezích převyšuje minimální. Z toho plyne, že hřídel ze statického hlediska vyhovuje.

Dynamická kontrola hřídele

Z hlediska dynamické kontroly hřídele je na tuto součást pohlíženo odlišně, než tomu je v případě statické kontroly. V průběhu výpočtu statické kontroly se uvažuje hřídel jako náhradní nosník na dvou (nebo více) podporách. V případě dynamické kontroly je však pohlíženo na hřídel jako na reálnou součást s účinkem vrubů, které významně ovlivňují životnost strojních součástí a také s přihlédnutím k velikosti součásti a drsnosti povrchu v místech, kde je dynamická kontrola prováděna. Z toho vyplývá, že dynamická bezpečnost je nižší nežli statická.

Určení meze únavy

Pro následující výpočty je nutné znát mez únavy v ohybu σ_{OC} a v krutu τ_{KC} . Pro střídavý ohyb i krut, který namáhá hnací hřídel, lze využít vztah dle Moravce. Literatura (8) uvádí určení σ_{OC} , τ_{KC} dle vztahu (8.26) respektive (8.27), a to na základě znalosti meze pevnosti materiálu R_m (tab. 8.1).

$$\sigma_{OC} = 0,44 \cdot R_m \quad (8) \quad (8.26)$$

$$\sigma_{OC} = 0,44 \cdot 900 = 396,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{KC} = 0,35 \cdot R_m \quad (8) \quad (8.27)$$

$$\tau_{KC} = 0,35 \cdot 900 = 315 \text{ MPa}$$

Pevnostní kontrolu hřídele z hlediska dynamické bezpečnosti je zapotřebí provést ve všech průřezích, ve kterých dochází ke koncentraci napětí vlivem účinků vrubů. Tyto průřezy jsou shodné jako v případě výpočtu statické bezpečnosti. Rozměrový náčrt hnací hřídele řetězového bubnu hřeblového dopravníku je uveden na obr. 8.7, kde jsou červenou barvou vyznačeny průřezy, podrobené dynamické kontrole.

Pro uvedení do problematiky dynamické kontroly hřídele je proveden vzorový výpočet dynamické bezpečnosti v průřezu III stejně jako v případě kontroly statické bezpečnosti. To z důvodu, že zde působí jako ohybové napětí, tak i napětí v krutu.

V průřezu III dochází ke koncentraci napětí v poloměru přechodu průměrů osazení hřídele. Pro výpočet, uvedený v následujících krocích, je nutné určit některé potřebné hodnoty. Tyto hodnoty jsou shrnuty v následujícím seznamu.

Velký průměr osazení hřídele v průřezu III: **$d_{1(III)} = 325 \text{ mm}$**

Malý průměr osazení hřídele v průřezu III: **$d_{2(III)} = 280 \text{ mm}$**

Poloměr zaoblení osazení hřídele v průřezu III: **$r_{(III)} = 4 \text{ mm}$**

Pro výpočet skutečné meze únavy materiálu je nutné určit a vypočítat některé součinitele, uvedené v následujících odstavcích.

Určení součinitele velikosti součásti $\varepsilon_{V(III)}$

Součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{V(III)}$ se určí na základě charakteristického rozměru v průřezu III, což je v tomto případě velký průměr osazení $d_{1(III)}$, typu materiálu hřídele a způsobu namáhání hřídele. Graf pro odečtení velikosti součinitele $\varepsilon_{V(III)}$ se nachází v příloze A, obr. 3.

Součinitel velikosti součásti v průřezu III: **$\varepsilon_{V(III)} = 0,60$**

Určení součinitele jakosti povrchu součásti $\eta_{P(III)}$

Součinitel jakosti povrchu $\eta_{P(III)}$ je závislý na drsnosti povrchu v místě kontroly dynamické bezpečnosti. Uvažuji, že v průřezu III je povrch broušen s drsností povrchu $R_a = 0,8$, a to z důvodu umístění ložiska v tomto místě. Další kritérium pro volbu součinitelů $\eta_{P(III)}$ je mez pevnosti materiálu hřídele R_m . Graf pro určení součinitele $\eta_{P(III)}$ se nachází v příloze A, obr. 4.

Součinitel jakosti povrchu součásti v průřezu III: **$\eta_{P\sigma(III)} = 0,88$**

Součinitel jakosti povrchu součásti v průřezu III: **$\eta_{P\tau(III)} = 0,94$**

Určení součinitelů tvaru $\alpha_{(III)}$

Pro určení tvarových součinitelů $\alpha_{(III)}$, nebo také označovaného jako teoretický součinitel koncentrace napětí, je nutné určit charakteristické poměry dle vztahů (8.28) a (8.29).

$$\frac{d_{1(III)}}{d_{2(III)}} = \frac{325}{280} = 1,16 \quad (8.28)$$

$$\frac{r_{(III)}}{d_{2(III)}} = \frac{4}{280} = 0,014 \quad (8.29)$$

Graf pro určení součinitelů α_σ a α_τ se nachází v příloze A, obr. 5. Namáhání hřídele v místě III je jak ohybem, tak i krutem.

Součinitel tvaru v průřezu III. v ohybu: $\alpha_{\sigma(III)} = 2,70$

Součinitel tvaru v průřezu III. v krutu: $\alpha_{\tau(III)} = 1,88$

Výpočet vrubových součinitelů $\beta_{(III)}$

Součinitel vrubu $\beta_{(III)}$ se vztahuje k místu poloměru zaoblení přechodu osazení $r_{(III)}$, v průřezu III, a to z důvodu, že právě v místech přechodů vzniká koncentrace napětí, a s tím spojené snížení meze únavy materiálu. Obecně platí, že čím je poloměr zaoblení menší, tím je koncentrace napětí větší.

Pro výpočet součinitele vrubu je použita teorie výpočtu dle Thuma. Autor v této teorii využívá tzv. součinitel vrubové citlivosti $q_{(III)}$. Určení tohoto součinitele je provedeno ve vztahu (8.31), na základě podkladů, uvedených v grafu na obr. 8, příloha A, a to na základě znalosti meze pevnosti materiálu R_m , meze kluzu R_e a poloměru zaoblení osazení hřídele $r_{(III)}$.

$$\frac{R_e}{R_m} = \frac{600}{900} = 0,66 \quad (8.30)$$

Dílčí součinitel vrubové citlivosti:

$$q_{1(III)} = 0,82$$

Dílčí součinitel vrubové citlivosti na základě (8.30):

$$q_{2(III)} = 0,83$$

$$q_{(III)} = 0,5 \cdot (q_{1(III)} + q_{2(III)}) \quad (8) \quad (8.31)$$

$$q_{(III)} = 0,5 \cdot (0,82 + 0,83) = 0,82$$

Vrubový součinitel je zapotřebí určit zvlášť z hlediska ohybového namáhání a namáhání v krutu. Thum odvodil empirický vztah pro určení součinitele β na základě znalosti tvarového součinitele α a součinitele vrubové citlivosti q . Součinitel β pro ohyb je určen dle vztahu (8.32) a pro krut pak dle vztahu (8.33).

$$\beta_{\sigma(III)} = 1 + (\alpha_{\sigma(III)} - 1) \cdot q_{(III)} \quad (8) \quad (8.32)$$

$$\beta_{\sigma(III)} = 1 + (2,70 - 1) \cdot 0,82 = 2,39$$

$$\beta_{\tau(III)} = 1 + (\alpha_{\tau(III)} - 1) \cdot q_{(III)} \quad (8) \quad (8.33)$$

$$\beta_{\tau(III)} = 1 + (1,88 - 1) \cdot 0,82 = 1,72$$

Výpočet skutečné meze únavy součásti

Skutečná mez únavy materiálu v ohybu σ_{OC}^* se stanoví jako funkce teoretické meze únavy v ohybu materiálu σ_{OC} s přihlédnutím na součinitele, spočítané výše. Skutečná mez únavy materiálu σ_{OC}^* se určí dle vztahu (8.34).

$$\sigma_{OC(III)}^* = \frac{\sigma_{OC} \cdot \eta_{P\sigma(III)} \cdot \varepsilon_{v(III)}}{\beta_{\sigma(III)}} \quad (8) \quad (8.34)$$

$$\sigma_{OC(III)}^* = \frac{396,5 \cdot 0,88 \cdot 0,60}{2,39} = 87,3 \text{ MPa}$$

Obdobným způsobem se určí skutečná mez únavy v krutu τ_{KC}^* , a to dle vztahu (8.35)

$$\tau_{KC(III)}^* = \frac{\tau_{KC} \cdot \eta_{P\tau(III)} \cdot \varepsilon_{v(III)}}{\beta_{\tau(III)}} \quad (8) \quad (8.35)$$

$$\tau_{KC(III)}^* = \frac{315 \cdot 0,94 \cdot 0,60}{1,72} = 103,2 \text{ MPa}$$

Výpočet dynamické bezpečnosti

Jelikož je hřídel v místě III namáhána střídavým ohybovým i krutovým zatížením, lze dynamickou bezpečnost vypočítat pouhým podílem skutečné meze únavy $\sigma_{OC(III)}^*$ a ohybovým napětím $\sigma_{O(III)}$ v místě III, a to dle vztahu (8.36).

$$k_{C\sigma(III)} = \frac{\sigma_{OC(III)}^*}{\sigma_{O(III)}} \quad (8.36)$$

$$k_{C\sigma(III)} = \frac{87,3}{21,3} = 4,10$$

Obdobným způsobem se určí dynamická bezpečnost v krutu $k_{C\tau(III)}$ v průřezu III, a to dle vztahu (8.37).

$$k_{C\tau(III)} = \frac{\tau_{KC(III)}^*}{\tau_{K(III)}} \quad (8.37)$$

$$k_{C\tau(III)} = \frac{103,2}{38,9} = 2,65$$

Výsledná dynamická bezpečnost v průřezu III se následně vypočítá dle vztahu (8.38).

$$k_{C(III)} = \frac{k_{C\sigma(III)} \cdot k_{C\tau(III)}}{\sqrt{k_{C\sigma(III)}^2 + k_{C\tau(III)}^2}} \quad (8.38)$$

$$k_{C(III)} = \frac{4,10 \cdot 2,68}{\sqrt{4,10^2 + 2,65^2}} = 2,23$$

Minimální dynamická bezpečnost strojních součástí k_{Cmin} se pohybuje od hodnoty 1,1. Z výpočtu dle vztahu (8.38) vyplývá, že $k_{Cmin} < k_{C(III)}$. Hřídel tedy z hlediska dynamického namáhání v průřezu III vyhověla.

Výsledky dynamické pevnostní kontroly ve zbylých průřezích jsou přehledně uvedeny v následující tab. 8.3.

Název	Značka	Jednotka	Průřez				
			I.	II.	III.	IV.	V.
Způsob namáhání	-	[-]	KRUT		KRUT + OHYB		
Velký průměr hřídele	$d_{1(i)}$	[mm]	258	280	325	325	305
Malý průměr hřídele	$d_{2(i)}$	[mm]	238	258	280	305	271
Poloměr zaoblení	$r_{(i)}$	[mm]	1,6	5	4	5	-
Poměr D/d	-	[-]	1,08	1,09	1,16	1,07	1,13
Poměr r/d	-	[-]	0,01	0,02	0,01	0,02	-
Tvarové součinitele	$\alpha_{\sigma(i)}$	[-]	-	-	2,70	2,40	1,00
	$\alpha_{\tau(i)}$	[-]	1,60	1,50	1,88	1,45	2,83
Dílčí součinitele vrubové citlivosti	$q_{1(i)}$	[-]	0,75	0,83	0,82	0,83	-
	$q_{2(i)}$	[-]	0,65	0,87	0,83	0,87	-
Součinitel vrubové citlivosti	$q_{(i)}$	[-]	0,72	0,85	0,82	0,85	-
Vrubové součinitele	$\beta_{\sigma(i)}$	[-]	-	-	2,39	2,19	1,00
	$\beta_{\tau(i)}$	[-]	1,43	1,43	1,72	1,38	1,00
Součinitel velikosti	$\varepsilon_{V(i)}$	[-]	0,65	0,63	0,60	0,60	0,64
Součinitele jakosti povrchu	$\eta_{\rho\sigma(i)}$	[-]	0,78	0,78	0,88	0,73	0,78
	$\eta_{\rho\tau(i)}$	[-]	0,89	0,89	0,94	0,87	0,89
Skutečná mez únavy	$\sigma_{OC(i)}^*$	[MPa]	-	-	87,3	79,2	197,7
	$\tau_{KC(i)}^*$	[MPa]	111,5	108,6	103,2	118,3	179,4
Napětí	$\sigma_{O(i)}$	[MPa]	-	-	21,3	25,9	191,1
	$\tau_{K(i)}$	[MPa]	63,3	49,7	38,9	30,1	85,3
Dynamická bezpečnost	$k_{C\sigma(i)}$	[-]	-	-	4,10	3,06	1,47
	$k_{C\tau(i)}$	[-]	1,76	2,18	2,18	2,32	2,10
Výsledná dynamická bezpečnost	$k_{C(i)}$	[-]	1,76	2,18	2,23	2,41	1,21

Tab. 8.3 – Vypočtené hodnoty v jednotlivých průřezích

Z výsledků, uvedených v tab. 8.3, je patrné, že výsledná dynamická bezpečnost ve všech průřezích převyšuje **minimální hodnotu 1,1**. Z toho plyne, že hřídel z dynamického hlediska vyhovuje.

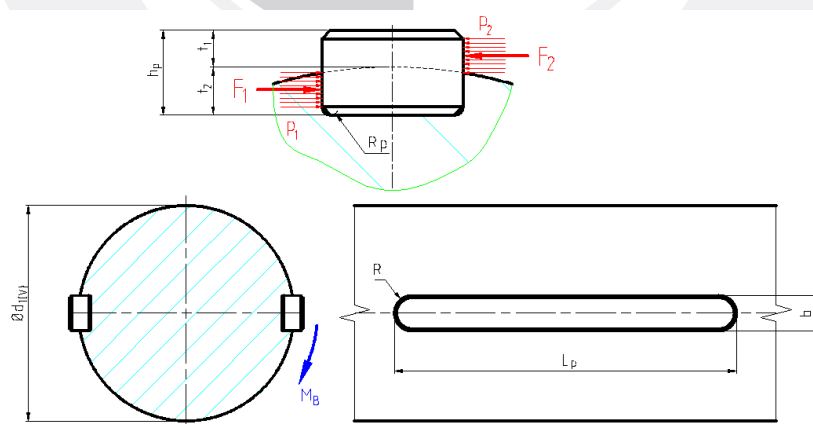
8.5 KONTROLA PER NA OTLAČENÍ

Pro přenos točivého momentu z pohonu na řetězový buben je použito těsných per. Jelikož je točivý moment značný a na daný průměr neexistuje standardní pero, volím pera, vyrobená na míru. Z důvodu podélně děleného řetězového bubnu volím 2 pera, vzájemně pootočená o 180°. V tab. 8.4 jsou uvedeny základní parametry zvolených per.

Typ pera			
PERO 50e7 x 30 x 800			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Materiál pera	-	11 600	[-]
Šířka pera	b	50	[mm]
Výška pera	h_P	30	[mm]
Délka pera	L_P	800	[mm]
Hloubka drážky v hřídeli	t_2	17	[mm]
Hloubka drážky v náboji	t_1	13	[mm]
Sražení hran pera	s_P	3	[mm]
Počet per	n_P	2	[-]
Hmotnost 1 pera	m_P	9,2	[kg]

Tab. 8.4 – Základní parametry pera

Pera těsná jsou uložena v drážce hřídele s přesahem. Tzn., že pokud je pero vyrobeno v požadované toleranci, je namáhání v drážce hřídele i náboje řetězového bubnu jak tlakem (dominantní zatížení), tak i na střih. Na obr. 8.8 jsou patrné silové poměry, působící při přenosu točivého momentu.



Obr. 8.8 – Umístění per na hřídeli a silové působení v místě per

Dovolený tlak pro pera těsná (9):

$$p_D = 120 \text{ MPa}$$

Pera a drážky v hřídeli a v náboji jsou namáhány tlakem, způsobeným vzniklou silou od točivého momentu M_B na řetězovém bubnu.

Kontrola tlaku mezi bokem drážky v hřídeli a perem

Pera a drážka v hřídeli musí vyhovět podmínce dovoleného tlaku, uvedené ve vztahu (8.39).

$$p_1 = \frac{F_1}{n_p \cdot S_1} \leq p_D \quad (9) \quad (8.39)$$

Síla F_1 se určí z působení točivého momentu M_B na poloměru jejího působení, a to dle vztahu (8.40)

$$F_1 = \frac{M_B}{\frac{d_{1(V)}}{2} - \frac{t_2}{2}} \quad (9) \quad (8.40)$$

$$F_1 = \frac{167677 \cdot 10^3}{\frac{305}{2} - \frac{17}{2}} = 1\,152\,417 \text{ N}$$

Plocha, která přenáší tlak v drážce hřídele, se určí z nosné délky pera a nosné výšky pera v této drážce. Určení nosné plochy je ve vztahu (8.41).

$$S_1 = (L_p - b) \cdot (t_2 - s_p) \quad (8.41)$$

$$S_1 = (800 - 50) \cdot (17 - 3) = 10\,500 \text{ mm}^2$$

Dosazením výsledků ze vztahů (8.40) a (8.41) do podmínky dovoleného tlaku dle (8.39) se určí tlak působící mezi perem a drážkou v hřídeli. Uvažuji, že síla F_1 se rozloží mezi obě pera rovnoměrně.

$$p_1 = \frac{1\,152\,417}{2 \cdot 10\,500} = 54,9 \text{ MPa}$$

Kontrola tlaku mezi bokem drážky v náboji a perem

Pera a drážka v náboji musí vyhovět podmínce dovoleného tlaku, uvedené ve vztahu (8.42).

$$p_2 = \frac{F_2}{n_p \cdot S_2} \leq p_D \quad (9) \quad (8.42)$$

Síla F_2 se určí obdobně jako síla F_1 , a to z působení točivého momentu M_B na poloměru jejího působení dle vztahu (8.43)

$$F_2 = \frac{M_B}{\frac{d_{1(v)}}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (9) \quad (8.43)$$

$$F_2 = \frac{167677 \cdot 10^3}{\frac{305}{2} + \frac{13}{2}} = 1\,054\,572 \text{ N}$$

Plocha, která přenáší tlak v drážce náboje, se určí z nosné délky pera a nosné výšky pera v této drážce. Určení nosné plochy je ve vztahu (8.44).

$$S_2 = (L_p - b) \cdot (t_1 - s_p) \quad (8.44)$$

$$S_2 = (800 - 50) \cdot (13 - 3) = 7\,500 \text{ mm}^2$$

Dosazením výsledků ze vztahů (8.43) a (8.44) do podmínky dovoleného tlaku dle (8.42) se určí tlak působící mezi perem a drážkou v náboji. Uvažuji, že síla F_2 se opět rozloží mezi obě pera rovnoměrně.

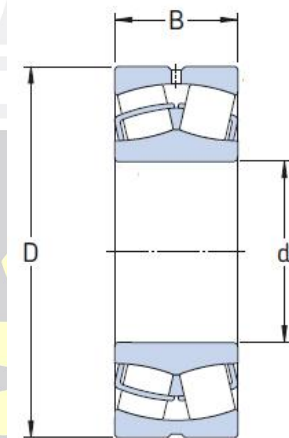
$$p_2 = \frac{1\,054\,572}{2 \cdot 7\,500} = 70,3 \text{ MPa}$$

Při porovnání tlaků p_1 a p_2 s dovoleným tlakem p_D dojdeme k závěru, že $p_1 < p_2 < p_D$, z čehož plyne, že pera i drážky na otláčení vyhovují.

8.6 VOLBA A KONTROLA LOŽISEK

Ložiska, zejména v důlním, prašném prostředí, jsou velmi choulostivá na poškození. Proto je zapotřebí při volbě ložiska zvolit takové, které je dostatečně dimenzované z hlediska dynamické únosnosti, a také je nutné zabezpečit ochranu ložiska před vniknutím prachu a nečistot.

Jelikož jsou reakce v ložiskách R_A a R_B , určené v kapitole 8.4, shodné a poměrně veliké, volím dvouřadá soudečková valivá ložiska od firmy SKF. Tento typ ložisek umožňuje i zachycení axiálních sil, vzniklých nedokonalým náběhem řetězového pásma s hřebly na řetězový buben. Rozměrové schéma zvoleného ložiska je vyobrazeno na obr. 8.9. Základní katalogové údaje jsou poté uvedeny v tab. 8.5



Obr. 8.9 – Rozměrové schéma ložiska (14)

Typ ložiska			
Dvouřadá soudečkové ložisko *24056 CC/W33			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	SKF	[-]
Velký průměr ložiska	D	420	[mm]
Malý průměr ložiska	d	280	[mm]
Šířka ložiska	B	140	[mm]
Hmotnost ložiska	m_L	69,5	[kg]
Počet ložisek	n_L	2	[-]
Dynamická únosnost ložiska	C	2 160	[kN]

Tab. 8.5 – Katalogové údaje ložiska (14)

Zatěžující síla ložiska

Ložisko je převážně namáháno radiální silou, která je rovna reakci v ložisku R_A , určenou v kapitole 8.3. Případný vznik axiální síly v tomto výpočtu nezahrnuji. Konstrukce soudečkových ložisek umožňuje eliminaci právě axiálních sil. Otáčky řetězového bubnu n_B potřebné pro výpočet hodinové trvanlivosti byly spočítány kapitole 7.9. Shrnutí těchto hodnot je pod tímto odstavcem.

Reakce v ložisku:

$$R_A = 655\,242\text{ N}$$

Otáčky řetězového bubnu:

$$n_B = 0,629\text{ s}^{-1}$$

Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska L_h

Pro ložiska s čárovým stykem, kam patří i soudečková ložiska, je potřeba zvolit exponent p . Tento exponent udává výrobce ložisek.

Exponent:

$$p = 10/3$$

Samotný výpočet hodinové trvanlivosti ložiska L_h je určen dle níže uvedeného vztahu (8.45).

$$L_h = \left(\frac{C}{R_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_B} \quad (7) \quad (8.45)$$

$$L_h = \left(\frac{2\,160 \cdot 10^3}{655\,242} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 0,629}$$

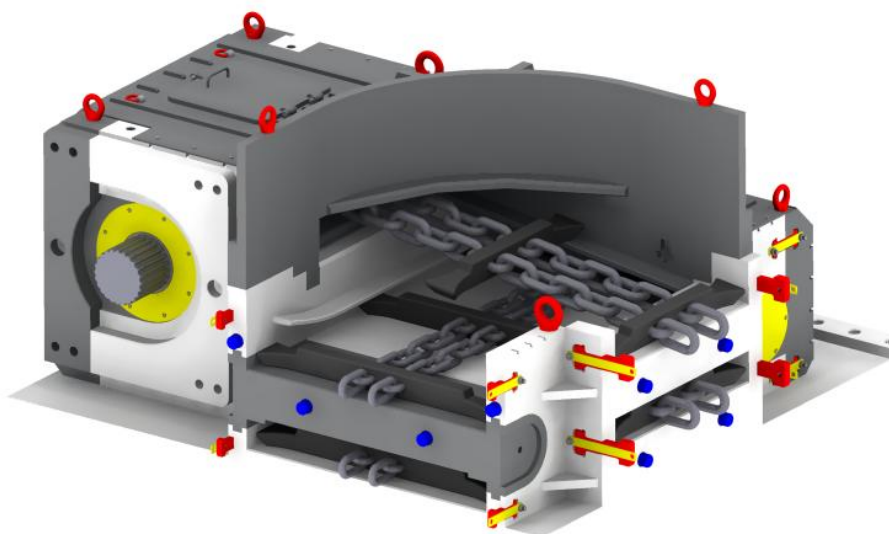
$$L_h = 23\,532\text{ hod}$$

Minimální trvanlivost ložisek v důlním prostředí by měla být $L_{hmin} = 10\,000$ hod, dle¹⁰. Z výše uvedeného plyne, že $L_h > L_{hmin}$, tedy zvolená ložiska této podmínce vyhovují.

¹⁰ Konzultace s odborníkem z praxe.

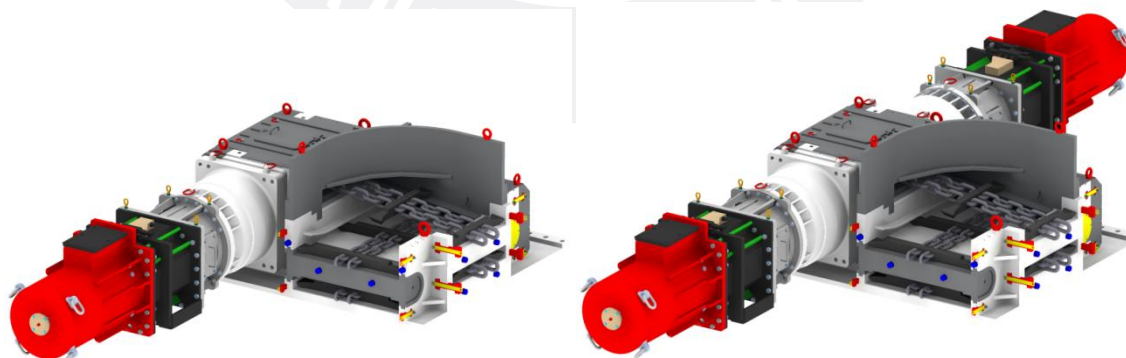
9 RÁM KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU

Výsledná varianta řešení rámu křížového přesypu hřeblového dopravníku byla navržena na základě výpočtů uvedených v předchozích kapitolách. V kapitole 9 je na následujících obrázcích názorně vyobrazeno výsledné řešení rámu křížového přesypu se základním popisem jednotlivých částí. Podrobné rozpracování řešené varianty je zahrnuto ve výkresové dokumentaci, která je součástí této diplomové práce.



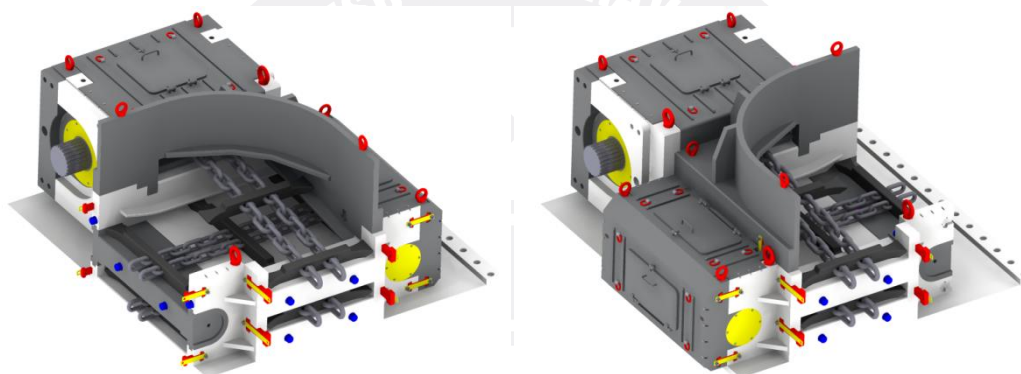
Obr. 9.1 – Rám křížového přesypu – přední pohled

Celá koncepce rámu je řešena tzv. stavebnicovým způsobem z důvodu nutné snadnosti montáže, demontáže a údržby zařízení. Základním požadavkem při konstruování křížového rámu bylo co možná nejuniverzálnější výsledné řešení. Proto byla výsledná varianta navržena tak, aby bylo možné poháněcí stanici osadit buď jednostranným, nebo i oboustranným pohonem (obr. 9.2).



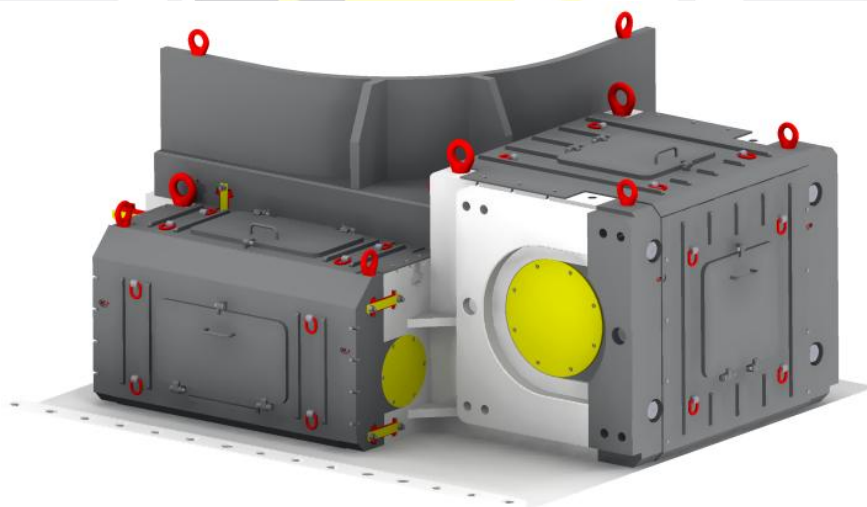
Obr. 9.2 – Pohon jednostranný (vlevo); pohon oboustranný (vpravo)

Směr toku materiálu z porubového na sběrný dopravník je dle obr. 9.2 doleva. Tato konfigurace ovšem není trvalá. Celá konstrukce křížového rámu je v ose porubového dopravníku symetrická. To umožňuje přemístěním vratného řetězového bubnu, shrnovacího štítu, krytu kluznice a vzpěry docílit změnu směru toku materiálu z porubového dopravníku na sběrný dopravník doprava (obr. 9.3). Z toho plyne, že použití popisovaného řešení křížového rámu lze použít v dole v libovolné konfiguraci na základě vzniklé situace.



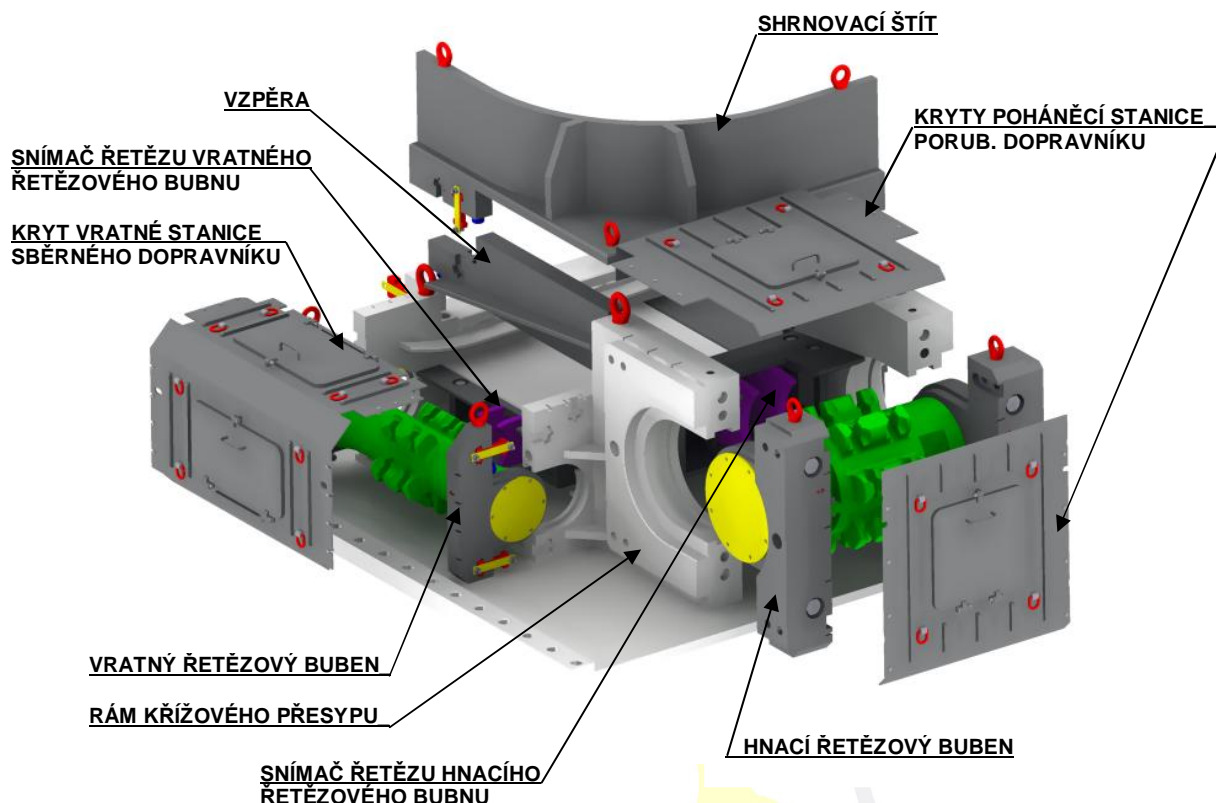
Obr. 9.3 – Možnost záměny směru toku materiálu přemístěním komponentů

Poháněcí stanice porubového dopravníku i vratná stanice sběrného dopravníku jsou osazeny odnímatelnými krycími plechy s otvíracími inspekčními víky (obr. 9.4). To zaručuje jak zvýšení bezpečnosti pracovníků, pohybujících se v blízkosti zařízení, tak i snadnou údržbu komponentů vratné i poháněcí stanice.



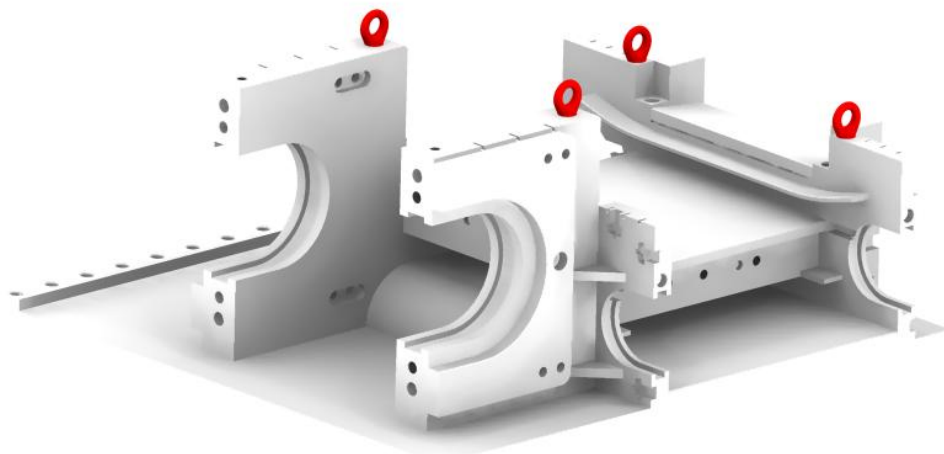
Obr. 9.4 – Rám křížového přesypu – zadní pohled

Hlavním nosným prvkem celého zařízení je svařovaný ocelový rám. Ten plní dvě funkce. V první řadě umožňuje montáž jednotlivých komponent křížového rámu, jako jsou sestavy hnacího a vratného řetězového bubnu, shrnovacího štítu apod. V druhé řadě plní nosnou funkci pohonu, který je připevněn na platformě bočnice poháněcí stanice.



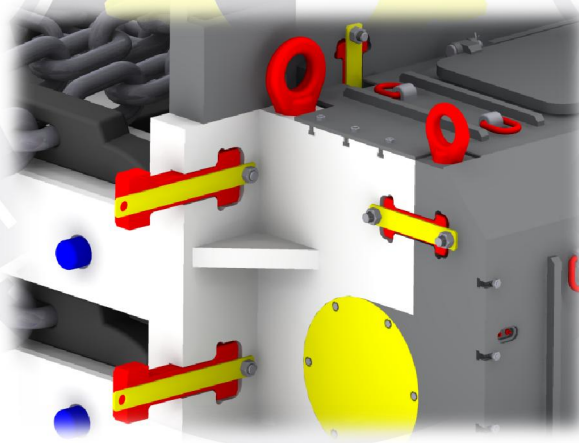
Obr. 9.5 – Základní části rámu křížového přesypu

Manipulaci s rámem je možné provést jak při celkovém osazení všemi komponenty, tak i pouze s vlastním svařencem. K manipulaci slouží výhradně odnímatelná šroubovací závěsná oka, dimenzovaná na celkovou hmotnost celého zařízení. Svařenec rámu s manipulačními závěsnými oky je zobrazen na obr. 9.6. Manipulační závěsná oka jsou umístěna na rámu tak, aby bylo možné zaručit stabilitu zařízení během manipulace. Hmotnost samotného svařence křížového rámu převyšuje 11000kg. Manipulace v hlubinném dole s břemenem těžším než 3000kg, je řízeno vyhláškou č. 141/2004 Sb. Je tedy nutné jej při manipulaci označit a dodržovat všechny bezpečnostní předpisy v souladu s výše uvedenou vyhláškou č. 141/2004 Sb.



Obr. 9.6 – Svařený rám s hlavními manipulačními oky

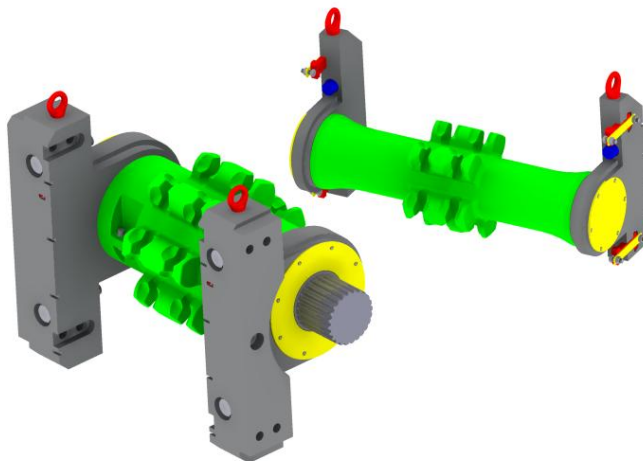
Ustavení a spojení rámu křížového přesypu s dopravními tratěmi porubového a sběrného hřeblového dopravníku je zajištěno pomocí kolíků a spojovacích kostí. Ty se vloží do vyfrézovaných drážek v bočnicích rámu a pojistí příložkou a šroubovým spojem. Popsané řešení velmi snadno umožňuje montáž a demontáž jednotlivých částí hřeblového dopravníku, a tím zvyšuje efektivitu práce. Stejného systému spojení pomocí kostí je využito při ustavení a upevnění shrnovacího štítu i vratného řetězového bubnu. Detail spojení pomocí kostí a kolíků je zobrazen na obr. 9.7.



Obr. 9.7 – Detail spojení jednotlivých částí pomocí kostí a kolíků

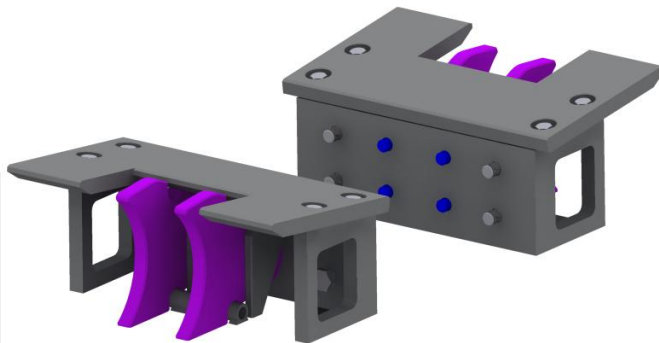
Konstrukce hnacího a vratného řetězového bubnu (obr. 9.8) umožňuje snadnou montáž do rámu křížového přesypu. Manipulaci s těmito komponenty je možno provádět nezávisle na manipulaci se svařencem rámu. Každý ložiskový

domek je osazen dvěma maznicemi, jedna přivádí mazací tuk k ložiskům, druhá do drážek labyrintového těsnění. Konstrukční řešení mazání je znázorněno na výkresu BEZ062-DP-01-01-01, přiloženém k této diplomové práci.

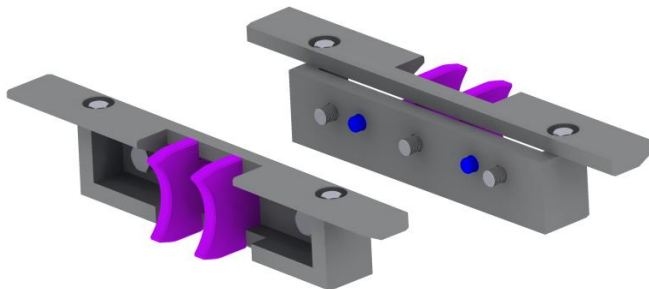


Obr. 9.8 – Hnací řetězový buben (vlevo) a vratný řetězový buben

Snímače slouží k oddělení řetězu od řetězového bubnu, pokud dojde k „zakousnutí“ článku řetězu při odbíhání v lůžku řetězového kola. Jsou tedy nedílnou součástí jak vratné, tak i poháněcí stanice hřeblového dopravníku.



Obr. 9.9 – Konzola se snímači řetězu pro hnací řetězový buben



Obr. 9.10 – Konzola se snímači řetězu pro vratný řetězový buben

10 ZÁVĚR

Úvodní, teoretická část této diplomové práce se zabývá zpracováním rešerše na téma hřeblové dopravníky, dobývací zařízení černého uhlí a možnosti řešení přesypů hřeblových dopravníků. Na ní plynule navazují technologické výpočty, nutné pro určení parametrů pohonu hřeblového dopravníku. Poslední část práce je pak věnována pevnostním výpočtům dopravního řetězu, hřídele hnacího řetězového bubnu a pevnostní kontrole per, použitých k přenosu točivého momentu mezi pohonem a řetězovým bubnem a kontrole trvanlivosti zvolených ložisek hnacího řetězového bubnu.

Zásadním cílem této diplomové práce bylo provedení návrhu pohonu hřeblového dopravníku dle hodnot, uvedených v zadání. Návrh pohonu byl proveden na základě výpočtu hřeblového dopravníku, a to v souladu s normou ON 44 5721. Jednotlivé části pohonu jako je elektromotor, rozběhová spojka a převodovka byly voleny s ohledem na moderní trendy v konstrukci hřeblových dopravníků, a to od renomovaných světových výrobců vyrábějících tyto komponenty pro stroje, pracující v obtížných provozních podmínkách.

Vzhledem k nutnosti pokrytí velkého instalovaného příkonu ($P = 1584 \text{ kW}$, kapitola 7.7) jsou voleny dva elektromotory od firmy ATB Morley, každý o jmenovitém výkonu 855 kW , a to jeden na poháněcí stanici a druhý na vratné stanici porubového hřeblového dopravníku. Převodovky byly voleny na základě především výkonnostních parametrů elektromotorů, ale také i na požadovaném převodovém stupni. Skloubením těchto podmínek vyšlo jako nejlepší řešení užití planetové převodovky firmy EICKHOFF s typovým označením EP – 45. Rozběhové spojky byly, stejně jako převodovky, použity ve dvou kusech, a to od předního německého výrobce Voith Turbo. Typové označení hydraulické spojky s řízením plněním je 562 DTP KWL2 – 1000. Unášecí prvky dopravního materiálu, tedy hřeblo a dopravní řetěz, jsem volil od výrobce Thiele, a to především z důvodu zaručené smontovatelnosti těchto dvou produktů. Dopravní řetěz je z řady vysokopevnostních článkových řetězů vyráběných v souladu s DIN 22252 s typovým označením 42x146 – THD. Hřeblo jsou standardního rozměru, kovaná s typovým označením JT/988/42/220 a jsou volena tak, aby

byla zaručena jejich průchodnost žlabem porubového dopravníku o vnitřní šířce 1000 mm.

V závěrečné části této diplomové práce se zaměřuji na pevnostní výpočty vybraných součástí. Byla provedena pevnostní kontrola zvoleného řetězu, a to s uvažováním jak statického zatížení, tak i dynamických účinků vzniklých skokovou změnou rychlosti a zrychlení od polygonového efektu při přejezdu řetězu přes hnací řetězový buben. Zvolený řetěz pevnostní kontrole vyhověl. Dále byla provedena kontrola statické a dynamické bezpečnosti hřídele hnacího řetězového bubnu ve vytipovaných kritických průřezích. Ve všech těchto průřezích byla zjištěná výsledná bezpečnost větší, než jsou stanovené minimální hodnoty. Z toho vyplynulo, že hřídel ze statického i dynamického hlediska vyhověla. Na výpočet hřídele plynule navazuje kontrola per na otlacení. Pro přenos točivého momentu z pohonu na hnací řetězový buben volím nenormalizovaná dvě pera, vzájemně pootočená o 180° , a to z důvodu montáže a demontáže hnacího řetězového bubnu, který je dělený v podélné rovině. Pera, podrobená kontrole na otlacení, vyhověla. Posledním kontrolním výpočtem je kontrola trvanlivosti ložisek. Vzhledem k jejich značnému zatížení byla zvolena dvouřadá soudečková ložiska od firmy SKF řady EXPLORER. Tyto ložiska se vyznačují zvýšenou únosností. Vypočítaná hodinová trvanlivost ložiska vyšla vyšší, než minimální požadovaná, tedy i zvolená ložiska vyhověla.

Poslední kapitola 9 je věnována výslednému řešení rámu křížového přesypu. Kapitola doplňuje výkresovou dokumentaci, přiloženou k této diplomové práci. Výsledné řešení rámu křížového přesypu je řešeno stavebnicovým způsobem, aby byla jeho montáž, demontáž a údržba co nejjednodušší. Navržené řešení křížového rámu umožňuje osazení poháněcí stanice, integrované v rámu křížového přesypu, jak jednostranným, tak i oboustranným pohonem. Stavebnicová koncepce přispívá k univerzálnosti celého zařízení, protože je možné přemístěním několika komponent změnit směr toku materiálu z porubového hřeblového dopravníku na sběrný dopravník. Tím se změní celkový půdorys sestavy obou dopravníků, čímž je docíleno variabilnosti jejich umístění v porubu a sběrné chodbě, bez nutnosti výroby nového rámu křížového přesypu. Toto řešení má tedy v praxi velký aplikační potenciál.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- (1) Kettenräder für Kettenkratzerförderer und Gewinnungsanlagen – Maße, Anforderungen, Prüfung. DIN 22256, Berlin: Deutsches Institut für Normung e. V., 2002.
- (2) United States Patent. US4586753, Braun et al., 1986.
- (3) United States Patent. US4766992, Braun et al., 1988.
- (4) POLÁK, J.; BICHLER, J. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 1990
- (5) POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2001, ISBN 80 – 248 – 0043 – 8
- (6) POLÁK, J.; BAILOTTI, K.; PAVLISKA, J.; HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005, ISBN 80 – 248 – 0493 – X.
- (7) ZELENÝ, J. *Stavba strojů – strojní součásti*. Praha: Computer Press, 2000, ISBN 80 – 7226 – 311 – 0
- (8) MORAVEC, V; PIŠTÁČEK D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80 – 248 – 0980 – 9.
- (9) DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I – spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- (10) LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999, ISBN 80 – 7183 – 164 – 6.
- (11) Katalogový list elektromotoru GXW69 – 855, ATB Morley.
- (12) Katalogový list převodovky EICKHOFF – 45, Eickhoff.
- (13) Katalogový list hydraulické spojky 562 DTP KWL2 – 1000, Voith Turbo.
- (14) Katalog soudečkových ložisek – SKF, 515077.

- (15) www.ostroj.cz
- (16) www.se-mi.cz
- (17) www.tmachinery.cz
- (18) www.thiele.de
- (19) www.hornictvi.info
- (20) www.ceskenoviny.cz
- (21) www.bolzano.cz

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Sestavné výkresy:

RÁM KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU

BEZ062-DP-01-00-00

HNACÍ ŘETĚZOVÝ BUBEN

BEZ062-DP-01-02-03

Kusovník:

RÁM KŘÍŽOVÉHO PŘESYPU

BEZ062-DP-01-00-00-K

Výrobní výkres:

VRATNÝ ŘETĚZOVÝ BUBEN

BEZ062-DP-01-03-03

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Stanovení únavových křivek součástí zadaného tvaru a materiálu pomocí součinitelů (Tvorba zjednodušené Wöhlerovy křivky).¹¹



¹¹ MORAVEC, V; PIŠTÁČEK D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80 – 248 – 0980 – 9.

Příloha A, str. 1

Tab. 3. Mechanické vlastnosti některých ocelí (podle Fialy).

Ocel	Mez pevnosti v tahu R_m (MPa)	Mez kluzu R_e ($R_{p0,2}$) (MPa)	Mez únavy v tahu σ_c (MPa)
11 423.0	520 až 500	200 až 230	130 až 150
11 500.0	500 až 600	250 až 270	160 až 180
11 600.0	600 až 700	270 až 300	180 až 210
11 700.0	700 až 850	320 až 350	210 až 240
12 030.6	550 až 650	280	160 až 190
12 040.0	550 až 650	330	170 až 200
12 050.1	660	340	200
12 050.6	650 až 750	390	210 až 230
12 060.1	720	350	240
12 060.6	700 až 800	420	220 až 240
13 240.6	800 až 950	550	270 až 290
14 240.6	750 až 850	520	250 až 270
15 230.6	900 až 1000	750	310 až 320
15 230.7	1000 až 1150	800	320 až 340
15 240.6	750 až 850	500	250 až 270
15 260.6	800 až 950	650	280 až 300
15 260.7	900 až 1150	750	310 až 320
15 261.6	900 až 1100	700	300 až 330

Tab.4. Doporučená volba mezi únavy pro oceli s $R_m = (400 \text{ až } 1500) \text{ MPa}$ (podle Fialy).

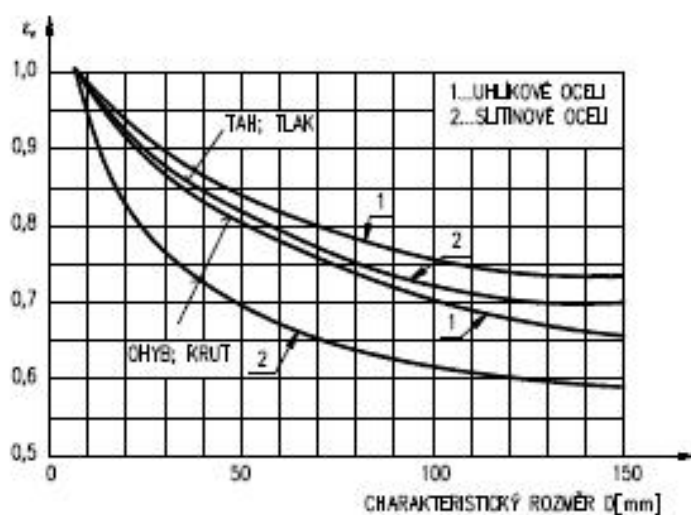
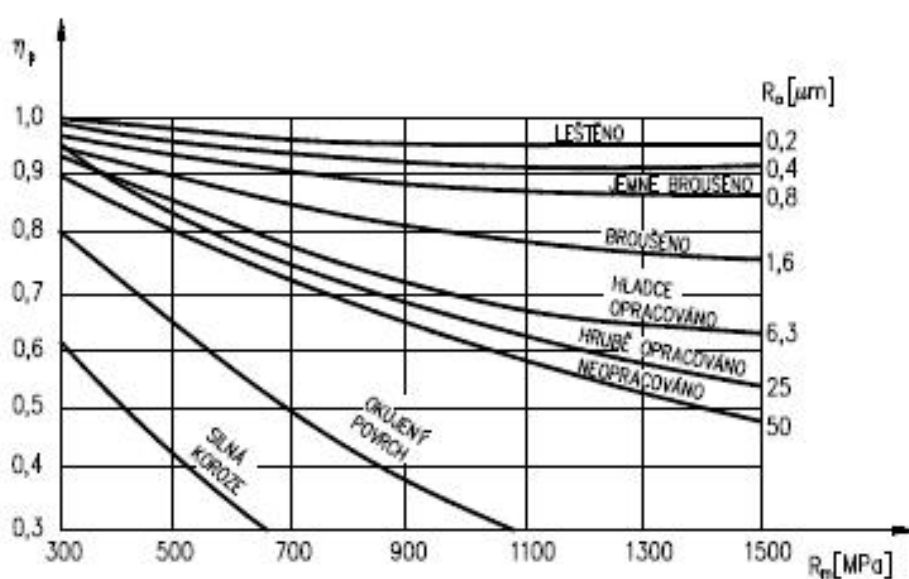
Cyklos	Mez únavy v tahu	Mez únavy v ohybu	Mez únavy ve smyku
Souměrně střídavý	$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m$	$\sigma_{oc} = 0,43 \cdot R_m$	$\tau_c = 0,25 \cdot R_m$
Mírný	$\sigma_{HC} = 0,61 \cdot R_m$	$\sigma_{oHC} = 0,74 \cdot R_m$	$\tau_{HC} = 0,496 \cdot R_m$

Tab.5. Přibližná volba mezi únavy pro souměrně střídavý cyklus (podle Moravce).

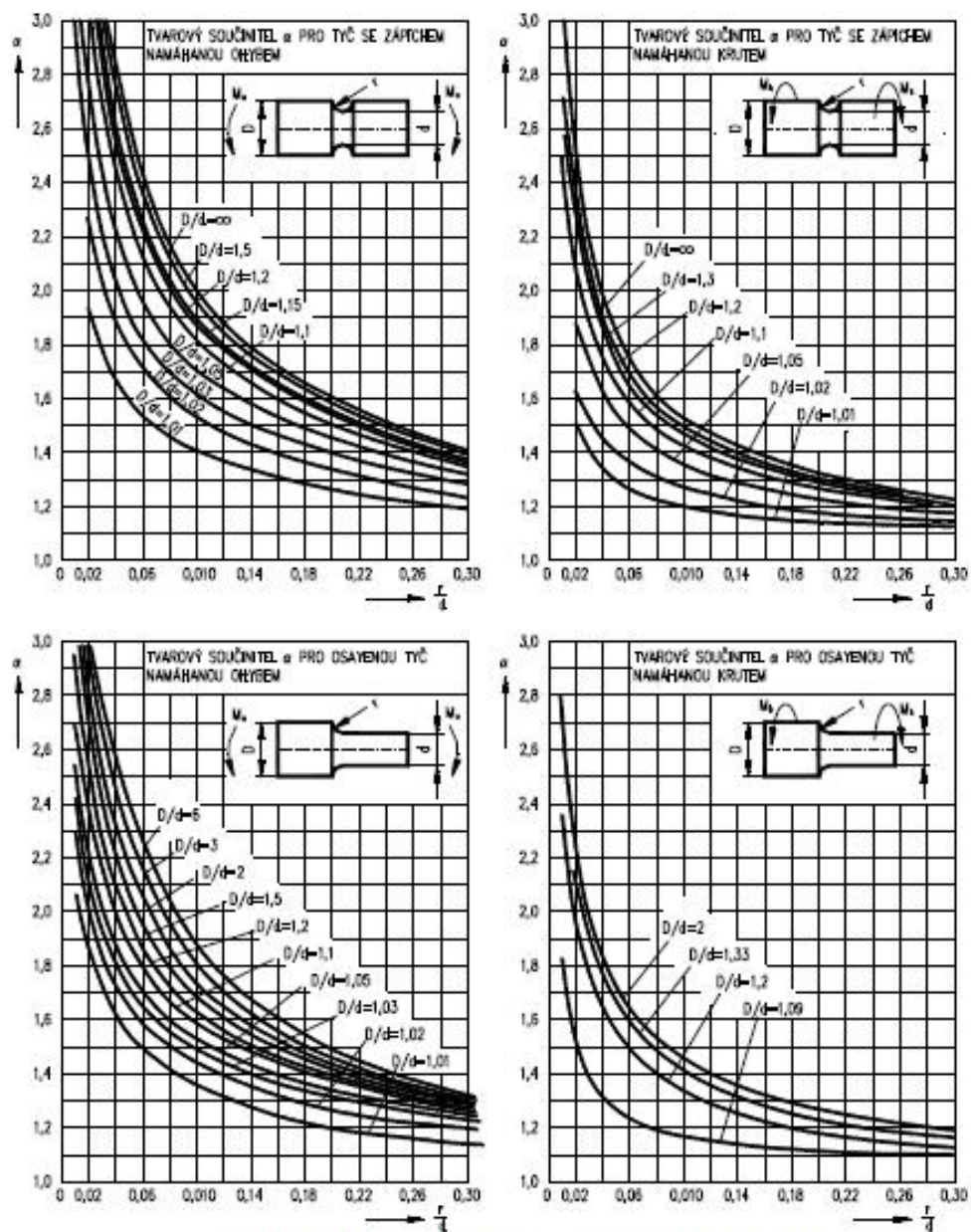
Materiál		Mez pevnosti v tahu R_m (MPa)	Mez únavy		
			Tah σ_c (MPa)	Ohyb σ_{oc} (MPa)	Krut τ_c (MPa)
Konstrukční ocel	uhlíková	500 až 800	$0,45 \cdot R_m$	$0,49 \cdot R_m$	$0,35 \cdot R_m$
	zušlechťená, legovaná	700 až 1200	$0,41 \cdot R_m$	$0,44 \cdot R_m$	$0,35 \cdot R_m$
Sedlá litina *		140 až 400	$0,25 \cdot R_m$ *	$0,37 \cdot R_m$ *	$0,25 \cdot R_m$ *
Tvárná litina		350 až 650	$0,35 \cdot R_m$	$0,48 \cdot R_m$	$0,25 \cdot R_m$
Slitiny Al tepelně zpracované		300 až 600	$0,30 \cdot R_m$	$0,35 \cdot R_m$	$0,25 \cdot R_m$
Slitiny Ti		700 až 1250	$0,70 \cdot R_m$	$0,6 \cdot R_m$	$0,35 \cdot R_m$

* viz obr. 1.

Příloha A, str. 2

Obr. 3. Součinitel velikosti ε_s .Obr. 4. Součinitel jakosti povrchu η_p (tah-tlak, ohyb), pro krut $\eta_{p\tau} = 0.5 \cdot (1 + \eta_p)$.

Příloha A, str. 3

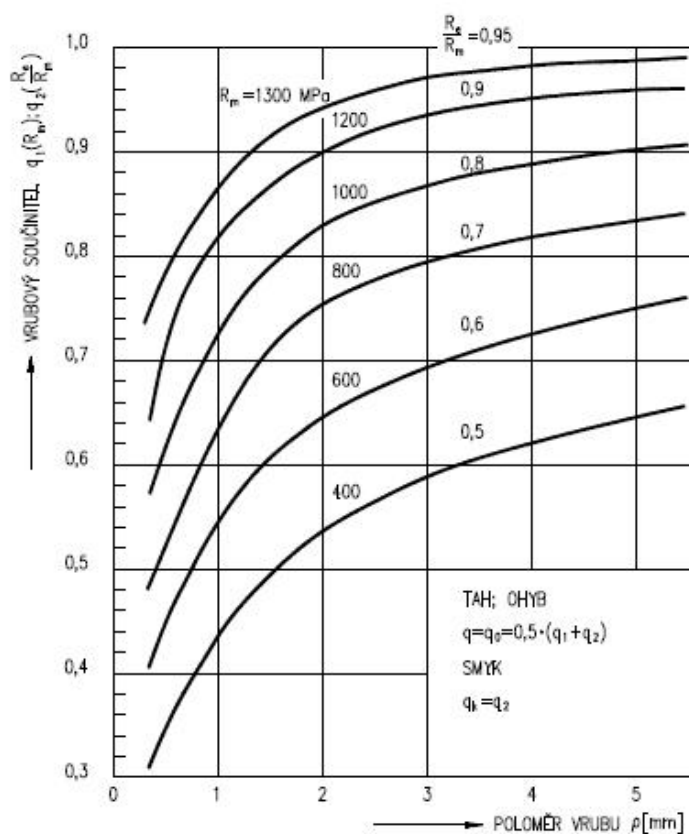
Součinitele tvaru α (teoretický součinitel koncentrace napětí)Obr. 5. Součinitel tvaru α pro kruhovou tyč s vrubem (ohyb, krut).

Příloha A, str. 4

Thum

$$\beta = 1 + (\alpha - 1) \cdot q$$

kde α je tvarový součinitel (teoretický součinitel koncentrace napětí)
 q je součinitel vrubové citlivosti podle Thuma, viz obr. 8.



Obr.8. Součinitel vrubové citlivosti (podle Thuma).